

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-142273

(43) Date of publication of application : 03.06.1997

(51)Int.Cl.

B60T 8/24
B60T 8/58
B60T 8/60

(21)Application number : 07-324017

(71)Applicant : AISIN SEIKI CO LTD

(22)Date of filing : 17.11.1995

(72)Inventor : YASUI YOSHIYUKI

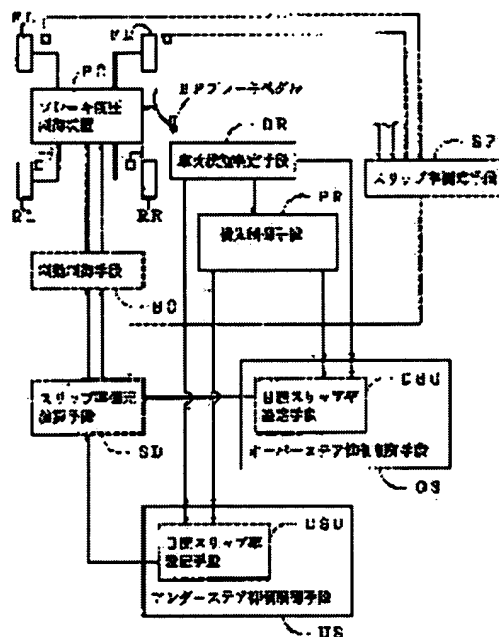
TOUTSU KENJI
FUKAMI MASANOBU
ITO TAKAYUKI
YAMAZAKI NORIO

(54) VEHICULAR MOTION CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To turn a vehicle under a stable condition even when excessive oversteering and excessive understeering are simultaneously or continuously generated.

SOLUTION: When a vehicular condition determining means DR determines excessive oversteering during vehicular turning, an oversteering restraining control means OS controls a brake hydraulic control device PC regardless of brake pedal BP operation, Braking force is provided to each wheel to generate outward moment against the vehicle. When excessive understeering is determined, an understeering restraining control means US provides braking force to each wheel to generate inward moment. When the excess oversteering and the excess understeering are simultaneously or continuously generated, a preference control means PR preferentially gives oversteering restraining control to front wheels FR, FL, and understeering restraining control to rear wheels RR, RL.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 01.10.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3627325

[Date of registration] 17.12.2004

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The brake fluid oppression equipment which gives damping force according to actuation of a brake pedal to each wheel of the car front and back at least, Based on the judgment result of a car condition judging means to judge the movement condition of said car, and this car condition judging means, actuation of said brake pedal controls said brake fluid oppression equipment independently. When it judges with too much oversteer while said car circled The oversteer control control means which gives damping force to each wheel of said car so that the outward moment may arise to said car, Based on the judgment result of said car condition judging means, said brake fluid oppression equipment is controlled regardless of actuation of said brake pedal. When it judges with too much understeer while said car circled In the movement control unit of the car equipped with the understeer control control means which gives damping force to each wheel of said car so that the moment of the inside sense may arise to said car Said too much oversteer and said too much understeer coincidence or when it judges with having generated continuously, [said car condition judging means] The movement control unit of the car characterized by having a priority-control means to give priority to control by said oversteer control control means to the wheel ahead of [said] a car, and to give priority to control by said understeer control control means to the wheel of said car back.

[Claim 2] Said oversteer control control means and said understeer control control means, respectively A slip ratio measurement means to possess a target slip ratio setting means to set up the target slip ratio to each wheel of said car based on the judgment result of said car condition judging means at least, and to measure the real slip ratio of each wheel of said car, A slip ratio deflection operation means to calculate the deflection of said target slip ratio and said real slip ratio, It has the braking control means which controls the damping force which carries out drive control of said brake fluid oppression equipment based on the result of an operation of this slip ratio deflection operation means, and is given to said each wheel. While constituting so that said brake fluid oppression equipment may be controlled according to said deflection, said too much oversteer and said too much understeer coincidence or when it generates continuously So that the target slip ratio to the wheel ahead of [said] a car may be set as the target slip ratio of said oversteer inhibitory control and the target slip ratio to the wheel of said car back may be set as the target slip ratio of said understeer inhibitory control The movement control unit of the car according to claim 1 characterized by constituting said priority-control means.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the movement control unit of the car which carries out inhibitory control of too much oversteer and too much understeer in the time of revolution of a car etc. by giving damping force to each wheel regardless of brake pedal application.

[0002]

[Description of the Prior Art] Recently, a means to control the revolution moment directly by laterality control of damping force attracts attention as a means to control the movement property of a car, especially a revolution property, and practical use is being presented. For example, the movement control unit which maintains the stability of a car by the braking control means which compensates the effect of the lateral force of a car is proposed by JP,2-70561,A. In this equipment, it is constituted so that the damping force over a car may be controlled by the braking control means according to the comparison result of real yaw REITO and target yaw REITO, for example, stability can be certainly maintained also to movement of the car at the time of a cornering.

[0003] Although the word of oversteer or understeer is generally used as a word showing a steering property, if the former becomes excessive, it will be in the condition that sideslipping of a rear wheel serves as size and a car overflows inside a desired TR during revolution of a car. It is the cornering force CFf of too much oversteer and call, and a front wheel about this condition. Cornering force CFr of a rear wheel It is generated when it becomes extremely large ($CFf \gg CFr$). For example, lateral acceleration Gy required as shown in drawing 13, when Car VL circles in the curve of TR R Value m-Gy which was calculated as $Gy = V^2 / R$ when the rate of a car was set to V, and multiplied this by the mass m of Car VL The sum total CFo of a cornering force required when circling in TR R It becomes ($CFo = \sigma CF = m \cdot Gy$). Therefore, the sum total CFo of a cornering force required to circle in the curve of TR R The cornering force CFf of a front wheel and a rear wheel, and CFr Peace one Large next door ($CFo < CFf + CFr$), And cornering force CFf of a front wheel Cornering force CFr of a rear wheel If it becomes extremely large ($CFf \gg CFr$), the TR of Car VL becomes small and Car VL will be in the condition which shows inside a curve at a surroundings lump and drawing 13.

[0004] Moreover, if understeer becomes excessive, sideslipping produced during revolution of a car will be in the condition of overflowing outside from the TR of a request of a large next door and a car. About this, as shown in too much understeer and call, and drawing 14, they are the cornering force CFf of a front wheel and a rear wheel, and CFr. [which spreads abbreviation etc.] [whether it balances and] Or cornering force CFr by the side of a rear wheel The direction by the case ($CFf < CFr$) of being slightly large The sum total CFo of a cornering force which can circle in the curve of TR R The cornering force CFf of a front wheel and a rear wheel, and CFr If peace one becomes small ($CFo > CFf + CFr$) The TR of Car VL becomes large and Car VL will be protruded into the outside of a curve.

[0005] The oversteer of the above-mentioned excess is judged based on for example, a car-body sideslipping angle (beta) and car-body sideslipping angular velocity (Dbeta). When it is judged with too much oversteer while the car circled, damping force is given to the front wheel of for example, a

revolution outside, and it is controlled so that the outward moment, i.e., the moment which turns a car to a revolution outside, arises to a car. This is also called oversteer inhibitory control, and a call and stability control.

[0006] On the other hand, too much understeer is judged based on the difference of for example, target lateral acceleration and real lateral acceleration, or the difference of target yaw REITO and real yaw REITO. And in the case of a rear drive, when it is judged with too much understeer while the above-mentioned car VL circled, damping force is given to two flowers the front wheel of a revolution outside, and the back, and it is controlled so that the moment of the inside sense, i.e., the moment which turns a car to the revolution inside, arises to a car. This is also called understeer inhibitory control, and a call and course trace nature control.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] For example, when rapid steering actuation is performed while running the road surface on which it is very easy to slide, too much oversteer and too much understeer will be in coincidence or the condition of generating continuously. That is, it is the cornering force CFf of a front wheel in this case. Cornering force CFr of a rear wheel The extremely large (CFf >> CFr) sum total CFo of a cornering force with which these sum totals can circle in the curve of TR R It becomes small, and as shown in drawing 15, Car VL will be in the condition that carried out rotation movement and a flash, above-mentioned drawing 13, and the condition of drawing 14 were compounded from ** et al. and a curve.

[0008] Thus, when too much oversteer and too much understeer are compounded, it is possible to set up so that priority may be given to either oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control over another side and it may be performed. However, if it is ** et al. and performing a priority control uniformly to each wheel, hunting of control will arise, the damping force based on oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control will be given by turns to each wheel, and there is a possibility that the directional stability of a car may be spoiled.

[0009] Then, let it be a technical problem to constitute this invention so that a car can circle, where too much oversteer and too much understeer gave priority to any of oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control they are suitably and are stabilized to each wheel of the front of a car, and back in the movement control device of a car, coincidence or when it generates continuously.

[0010]

[Means for Solving the Problem] In order to solve the above-mentioned technical problem, as the outline of a configuration was shown in drawing 1, this invention The brake fluid oppression equipment PC which gives damping force according to actuation of a brake pedal BP to each wheels FR, floor line, RR, and RL of the car front and back at least Based on the judgment result of a car condition judging means DR to judge the movement condition of a car, and this car condition judging means DR, actuation of a brake pedal BP controls brake fluid oppression equipment PC independently. When it judges with too much oversteer while the car circled The oversteer control control means OS which gives damping force to each wheel of a car so that the outward moment may arise to a car When brake fluid oppression equipment PC was controlled regardless of actuation of a brake pedal BP based on the judgment result of the car condition judging means DR, and it judges with too much understeer while the car circled It has the understeer control control means US which gives damping force to each wheel of a car so that the moment of the inside sense may arise to a car. And the car condition judging means DR establishes a priority-control means PR by which too much oversteer and too much understeer give priority to control by the oversteer control control means OS to the wheels FR and floor line ahead of a car, and give priority to control by the understeer control control means US to the wheels RR and RL of car back coincidence or when it judges with having generated continuously.

[0011] In addition, including the source of auxiliary fluid pressure equipped with other, for example, fluid pressure, pumps and an accumulator, as shown in the below-mentioned operation gestalt, brake fluid oppression equipment PC can be constituted so that brake fluid pressure may be outputted from the source of auxiliary fluid pressure also at the time of un-operating [of a brake pedal BP] it. [master cylinder / which outputs brake fluid pressure according to actuation of a brake pedal BP] Whenever

[wheel speed / of for example, each wheel], the car condition judging means DR can detect wheel acceleration, car-body lateral acceleration, yaw REITO, etc., whenever [presumed car-body-speed / which was calculated based on the detection result in these detection results and a list], based on a car-body sideslipping angle etc., it can constitute them so that the movement condition of a car may be judged, and it can judge generating of too much oversteer and too much understeer.

[0012] The above-mentioned oversteer control means OS and the understeer control means US For example, target slip ratio setting means DSO and DSU to set up target [as opposed to each wheel of a car respectively based on / like / the judgment result of the car condition judging means DR at least] slip ratio according to claim 2 should be provided. A slip ratio measurement means SP to measure the real slip ratio of each wheel of a car A slip ratio deflection operation means SD to calculate the deflection of target slip ratio and real slip ratio It should have the braking control means BC which controls the damping force which carries out drive control of the brake fluid oppression equipment PC based on the result of an operation of this slip ratio deflection operation means SD, and is given to each wheel. While constituting so that brake fluid oppression equipment PC may be controlled according to slip ratio deflection, too much oversteer and too much understeer coincidence or when it generates continuously The priority-control means PR can be constituted so that the target slip ratio to the wheels FR and floor line ahead of a car may be set as the target slip ratio of oversteer inhibitory control and the target slip ratio to the wheels RR and RL of car back may be set as the target slip ratio of understeer inhibitory control.

[0013]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of desirable operation of this invention is explained with reference to a drawing. Drawing 2 shows 1 operation gestalt of the movement control device of this invention, the engine EG of this operation gestalt is an internal combustion engine having the throttle control device TH and a fuel injection equipment FI, and the Main throttle opening of the Main throttle valve MT is controlled according to actuation of an accelerator pedal AP in the throttle control device TH. Moreover, while the subthrottle valve ST of the throttle control device TH drives and subthrottle opening is controlled according to the output of an electronic control ECU, it is constituted so that a fuel injection equipment FI may drive and fuel oil consumption may be controlled. Although the engine EG of this operation gestalt is connected with the wheels RL and RR of car back through the gear change control device GS and the differential gear DF and the so-called rear-drive method is constituted, the drive method in this invention is not limited to this.

[0014] Next, about the braking system, Wheels floor line, FR, RL, and RR are equipped with wheel cylinders Wfl, Wfr, Wrl, and Wrr, respectively, and brake fluid oppression equipment PC is connected to these wheel cylinders Wfl etc. In addition, Wheel floor line is good also as the so-called X piping, although piping before and after showing the wheel of front left-hand side, in view of the driver's seat and classifying Wheel FR into the fluid pressure control system of a front wheel and the fluid pressure control system of a rear wheel with this operation gestalt below by front right-hand side and Wheel RL showing back left-hand side, and Wheel RR showing the wheel on the right-hand side of back is constituted. Brake fluid oppression equipment PC can be driven according to actuation of a brake pedal BP, can control the wheel-cylinder fluid pressure for every wheel, and can use the thing of various modes. Although it consists of these operation gestalten as shown in drawing 12 , about this, it mentions later.

[0015] As shown in drawing 2 , the sensors [WS / WS and / 4] 1 are arranged by Wheels floor line, FR, RL, and RR whenever [wheel speed], and these are connected to the electronic control ECU, and it is constituted so that the rotational speed of each wheel, i.e., the pulse signal of the pulse number proportional to whenever [wheel speed], may be inputted into an electronic control ECU. Furthermore, rudder angle deltaf of the brake switch BS which serves as ON when it gets into a brake pedal BP, and the wheels floor line and FR ahead of a car The yaw rate sensor YS which detects yaw REITO of the lateral acceleration sensor YG which detects the lateral acceleration of the front-wheel rudder angle sensor SSf to detect and a car, and a car is connected to the electronic control ECU. In the yaw rate sensor YS, it is detected, the change rate (yaw REITO), i.e., the yaw angular velocity, of a car angle of

rotation (yaw angle) of the circumference of the vertical axis passing through a car center of gravity, and is outputted to an electronic control ECU as real yaw REITOGamma.

[0016] In addition, since real yaw REITO gamma can be presumed based on the degree difference V_{fd} ($=V_{wfr}-V_{wfl}$) of wheel speed of the wheel (this operation gestalt wheels floor line and FR ahead of a car) of right and left by the side of a coupled driving wheel, using the detection output of sensors WS1 and WS2 whenever [wheel speed], then the yaw rate sensor YS are omissible. Furthermore, it is good also as forming a rudder angle control unit (not shown) between Wheel RL and RR, and according to this, according to the output of an electronic control ECU, the rudder angle of Wheels RL and RR is also controllable by the motor (not shown).

[0017] The electronic control ECU of this operation gestalt is equipped with the microcomputer CMP which consists of the processing unit CPU mutually connected through the bus, Memory ROM and RAM, input port IPT, output port OPT, etc. as shown in drawing 2. Whenever [above-mentioned wheel speed], the output signal of the sensors [WS / WS and / 4] 1 thru/or the brake switch BS, the front-wheel rudder angle sensor SSf, the yaw rate sensor YS, the lateral acceleration sensor YG, etc. is constituted so that it may be inputted into the processing unit CPU from input port IPT through an amplifying circuit AMP, respectively. Moreover, it consists of output port OPT so that a control signal may be outputted to the throttle control device TH and brake fluid oppression equipment PC through the drive circuit ACT, respectively. In Microcomputer CMP, Memory ROM memorizes the program with which the various processings containing the flow chart shown in drawing 4 thru/or drawing 7 are presented, the processing unit CPU performs the program concerned, while the ignition switch which is not illustrated is closed, and Memory RAM memorizes temporarily a variable data required for the program execution concerned. every [in addition,] control of throttle control etc. -- or it is good also as constituting two or more microcomputers, combining related control suitably, and connecting mutual electrically.

[0018] Drawing 3 is the block diagram having shown the processing facility of the above-mentioned microcomputer CMP, is based on the output signal of the sensors [WS / WS and / 4] 1 whenever [wheel speed] in block B1, and is each wheel speed whenever V_{w**} , and ($**$ is expressed on behalf of Wheels floor line, FR, RL, and RR) wheel acceleration DV_{w**} . It calculates and V_{so**} calculates whenever [presumed car-body-speed] for every wheel in block B-2 based on these. Moreover, in block B3, based on the output signal of the yaw rate sensor YS, the lateral acceleration sensor YG, the front-wheel rudder angle sensor SSf, etc., the presumed operation of various car quantity of states is performed, and initiation of the following various control or processing of termination is performed about each wheel at block B4.

[0019] It $**$ and braking steering control is first performed in block B5. That is, at the time of car revolution, oversteer inhibitory control is performed by block B51, and understeer inhibitory control is performed in block B-52 so that the stability and course trace nature of a car may be secured. In order that the former oversteer inhibitory control may prevent becoming too much oversteer at the time of car revolution, by carrying out drive control of the solenoid of the solenoid valve (after-mentioned) of brake fluid oppression equipment with block B9 through block B53, it gives damping force to for example, a revolution outside front wheel, and steers a car on the revolution outside. In order to prevent becoming too much understeer at the time of car revolution, the latter understeer inhibitory control gives damping force to two flowers a revolution outside front wheel and the back, and it slows it down, steering a car to the revolution inside. In addition, drive control of the throttle is carried out with block B10 through block B54 if needed, and a circular movement of a car is maintained.

[0020] Moreover, an antiskid control is performed and the damping force given to each wheel is controlled by block B6 to prevent the lock of a wheel at the time of car braking. The damping force proportioning control of an order ring is performed, and the allocation to the damping force given to the front wheel of the damping force given to a rear wheel is controlled by block B7 to maintain the stability of a car at the time of braking of a car. In addition, in order to perform these block B6 and control in B7, with block B9, drive processing of the solenoid is carried out and brake fluid pressure control is performed.

[0021] And traction control is performed in block B8. That is, while damping force is given by block B81 to a driving wheel so that a slip of a driving wheel may be prevented at the time of a car drive, throttle control is performed by block B82 and block B10, and the driving force to a driving wheel is controlled by these control.

[0022] In this operation gestalt constituted as mentioned above, a series of processings of braking steering control, an antiskid control, etc. are performed by the electronic control ECU, and if an ignition switch (not shown) is closed, the program execution corresponding to flow charts, such as drawing 4 thru/or drawing 7, will begin. Drawing 4 shows kinematic-control actuation of a car, Microcomputer CMP is first initialized at step 101, and various kinds of operation values are cleared. Next, in step 102, while the detecting signal of the sensors [WS / WS and / 4] 1 is read whenever [wheel speed], the detecting signal (rudder angle deltaf) of the front-wheel rudder angle sensor SSf, the detecting signal (real yaw REITOGamma) of the yaw rate sensor YS, and the detecting signal (that is, it is real lateral acceleration and expresses with Gya) of the lateral acceleration sensor YG are read.

[0023] Then, it progresses to step 103 and is wheel speed [of each wheel] whenever Vw^{**} . It calculates, whenever [car-body-speed] is presumed at step 104 based on these results of an operation, Vso^{**} is called for whenever [presumed car-body-speed] for every wheel, and further, if needed, in order to reduce the error based on the inner outer-ring-of-spiral-wound-gasket difference at the time of car revolution etc., normalization is performed. That is, $NVso^{**}$ is $NVso^{**}=Vso^{**}(n)$ whenever [normalization presumption car-body-speed]. $-\Delta Vr^{**}(n)$ It calculates by carrying out. Here, $\Delta Vr^{**}(n)$ is a correction factor for revolution amendment, for example, is set up as follows. That is, correction factor ΔVr^{**} (** expresses each wheel FR etc., FW expresses two flowers and especially RW expresses two flowers the back a front) is set up according to the map (illustration abbreviation) for every wheel except for the wheel made into criteria based on TR R and gamma- $VsoFW$ (** lateral acceleration Gya) of a car. For example, although this will be set to 0 if $\Delta VrFL$ considers as criteria, $\Delta VrFR$ is set up according to an inner outer-ring-of-spiral-wound-gasket difference map, and $\Delta VrRR$ is secretly set up for $\Delta VrRL$ according to an outside $*****$ map and an inner outer-ring-of-spiral-wound-gasket difference map according to a $****$ map.

[0024] and the road surface coefficient of friction [as opposed to / while $Vso (= \text{MAX } [Vw^{**}])$ differentiates in step 105 whenever / presumed car-body-speed / which was called for at the above-mentioned step 104 / and the car-body acceleration $DVso$ of a cross direction is called for / each wheel based on this car-body acceleration $DVso$ and the real lateral acceleration Gya of the detecting signal of the lateral acceleration sensor YG] μ -- approximation ---like $(DVso^2 + Gya^2)$ -- one half $*****$ -- it asks. Based on the value of this road surface coefficient of friction μ , and the estimate of wheel-cylinder fluid pressure Pw^{**} of each wheel, road surface coefficient-of-friction μ^{**} of each wheel is determined. In addition, as a means to detect road surface coefficient of friction, it cannot restrict to this, and various means, such as a sensor which detects direct road surface coefficient of friction, can be used.

[0025] Moreover, wheel speed [of each wheel called for at the above-mentioned steps 103 and 104 in step 105] whenever Vw^{**} Based on Vso (or normalization presumption car-body-speed whenever $NVso^{**}$), wheel slip ratio Sa^{**} (henceforth real slip ratio Sa^{**}) of each wheel is called for as $Sa^{**} = (Vso - Vw^{**}) / Vso$ whenever [presumed car-body-speed].

[0026] Next, after initial specification control is performed at step 106, it progresses to step 107 and considers as the braking steering control mode, the target slip ratio with which braking steering control is presented is set up so that it may mention later, brake fluid oppression equipment PC is controlled by fluid pressure servo control of the below-mentioned step 114 according to the operational status of a car, and the damping force over each wheel is controlled. This braking steering control is superimposed to the control in all the control modes mentioned later. In addition, although initial specification control in step 106 is performed before braking steering control initiation and it is carried out also before latter traction control initiation, when an antiskid control begins, it considers as termination immediately. If it progresses to step 108 after this, and it is judged whether the antiskid-control start condition is satisfied, it satisfies a start condition and it is judged with antiskid-control initiation at the time of braking

steering, initial specification control will be set as the control mode for ending immediately and performing braking steering control and both control of an antiskid control at step 109.

[0027] When judged with having not satisfied the antiskid-control start condition at step 108 It is judged whether it progressed to step 110 and the order damping force proportioning-control start condition is satisfied. If judged with order damping force proportioning-control initiation at the time of braking steering control, it will progress to step 111. If it is set as the control mode for performing braking steering control and both control of an order damping force proportioning control and is not sufficient, it is judged whether it progressed to step 112 and the traction control start condition is satisfied. If judged with traction control initiation at the time of braking steering control, when it is set as the control mode for carrying out both control of braking steering control and traction control at step 113 and neither of the control is judged at the time of braking steering control to be initiation, it is set as the control mode carry out only braking steering control at step 114. And after fluid pressure servo control is performed at step 115 based on these control modes and termination specification control is performed at step 116, it returns to step 102. In addition, based on step 109,111,113,114, according to the operational status of a car, the subthrottle opening of the throttle control device TH is adjusted, the output of Engine EG is reduced if needed, and driving force is restricted.

[0028] Drawing 5 shows the contents of concrete processing of a setup of the target slip ratio with which the braking steering control in step 107 of drawing 4 is presented, oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control are included in braking steering control, and the target slip ratio according to oversteer inhibitory control and/or understeer inhibitory control is set to it about each wheel. First, in step 201,202, initiation / termination judging of oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control is performed.

[0029] Initiation / termination judging of the oversteer inhibitory control performed at step 201 is performed to drawing 8 based on whether it is in the regulatory region shown with a slash. That is, if it goes into regulatory region according to the car-body sideslipping angle β at the time of a judgment, and the value of car-body sideslipping angular-velocity $D\beta$, oversteer inhibitory control will be started, if it escapes from regulatory region, oversteer inhibitory control will be considered as termination, and it is controlled as the curve of an arrow head showed to drawing 8 . And the damping force of each wheel is controlled so that a controlled variable serves as size, as it separates in a regulatory region side from the boundary (a two-dot chain line shows to drawing 8) of regulatory region and non-regulatory region so that it may mention later.

[0030] On the other hand, initiation / termination judging of the understeer inhibitory control performed at step 202 is performed to drawing 9 based on whether it is in the regulatory region shown with a slash. That is, if it separates from the ideal condition shown with an alternate long and short dash line according to change of the real lateral acceleration G_y to the target lateral acceleration G_{yt} in the time of a judgment and goes into regulatory region, understeer inhibitory control will be started, if it escapes from regulatory region, understeer inhibitory control will be considered as termination, and it is controlled as the curve of an arrow head showed to drawing 9 .

[0031] Then, if it is judged whether it is under [control] ***** and oversteer inhibitory control is not controlling [β / it] by step 203, it will be judged for understeer inhibitory control at step 204 whether it is under [control] ***** , and if this is not [β / it] under control, either, it will return to a main routine as it is. When judged with understeer inhibitory control at step 204, it progresses to step 205, and it is set to the understeer inhibitory control which the target slip ratio of each wheel mentions later. If judged with oversteer inhibitory control at step 203, it progresses to step 206 and it is judged whether it is understeer inhibitory control, and if it is not understeer inhibitory control, in step 207, the target slip ratio of each wheel will be set to the oversteer inhibitory control mentioned later. If understeer inhibitory control is judged at step 206 to be under control, oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control will be performed to coincidence, and the target slip ratio for concurrency control will be set up at step 208.

[0032] First, the car-body sideslipping angle β and car-body sideslipping angular-velocity $D\beta$ are used for a setup of the target slip ratio for oversteer inhibitory control in step 207. In addition, the car-

body sideslipping angle β is what expressed the skid of the car body to the travelling direction of a car with the include angle, can be calculated as follows and can be presumed. Namely, car-body sideslipping angular-velocity $D\beta$ is differential value $d\beta/dt$ of the car-body sideslipping angle β , and is $D\beta = G_y$. It can ask as $V_{so} = \gamma$, and it can integrate with this and the car-body sideslipping angle β can be searched for as $\beta = \int (G_y/V_{so} - \gamma) dt$. In addition, G_y In the lateral acceleration of a car, and V_{so} , γ expresses yaw REITO whenever [presumed car-body-speed]. Or the vehicle speed V_x of a travelling direction The vehicle speed V_y of a longitudinal direction perpendicular to this Based on a ratio, it can also ask as $\beta = \tan^{-1} (V_y/V_x)$.

[0033] Moreover, the difference of the target lateral acceleration G_{yt} and the real lateral acceleration G_{ya} is used for a setup of the target slip ratio in understeer inhibitory control. This target lateral acceleration G_{yt} is called for based on $G_{yt} = \gamma (\theta_{af})$ and V_{so} . Here, it asks as $\gamma (\theta_{af}) = (\theta_{af}/N-L)$ and $V_{so}/(1+K_h$ and $V_{so}^2)$, and $\gamma (\theta_{af})$ is K_h . A stability factor and N express a steering-gear ratio, and L expresses a wheel base.

[0034] The front wheel of a revolution outside is set as St_{ufo} , the rear wheel of a revolution outside is set as St_{uro} , and, as for the target slip ratio of each wheel in step 205, the rear wheel of the revolution inside is set as St_{uri} . Sign of the slip ratio (S) shown here "t" expresses a "target" and expresses the below-mentioned "observation". It is contrasted with "a." "u" expresses "understeer inhibitory control" -- "r" expresses a "rear wheel" -- "o" expresses a "outside" and "i" expresses the "inside", respectively.

[0035] The front wheel of a revolution outside is set as St_{efo} , the rear wheel of a revolution outside is set as St_{ero} , and, as for the target slip ratio of each wheel in step 207, the rear wheel of the revolution inside is set as St_{eri} . Here, "e" expresses "oversteer inhibitory control."

[0036] And in step 208, the front wheel of a revolution outside is set as St_{efo} , the rear wheel of a revolution outside is set as St_{uro} , and, as for the target slip ratio of each wheel, the rear wheel of the revolution inside is set as St_{uri} , respectively. That is, when oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control are performed to coincidence, the front wheel of a revolution outside is set up like the target slip ratio of oversteer inhibitory control, and each rear wheel is set up like the target slip ratio of understeer inhibitory control. In addition, as for the front wheel (namely, coupled driving wheel in a rear drive vehicle) of the revolution inside, in any case, for the reason for a setup, whenever [presumed car-body-speed] is cost by un-controlling.

[0037] Target slip ratio St_{efo} with which oversteer inhibitory control is presented is set up as $St_{efo} = K_1$, $\beta + K_2$, and $D\beta$, target slip ratio St_{ero} is set up as $St_{ero} = K_3$, $\beta + K_4$, and $D\beta$, and target slip ratio St_{eri} is set up as $St_{eri} = K_5$, $\beta + K_6$, and $D\beta$. Here, it is K_1 . Or K_6 It is a constant and target slip ratio St_{efo} and St_{ero} to a wheel of a revolution outside are set as the value which controls the pressurization direction (direction which increases damping force). On the other hand, target slip ratio St_{eri} to the wheel of the revolution inside is set as the value which controls the reduced pressure direction (direction which reduces damping force).

[0038] On the other hand, the target slip ratio with which understeer inhibitory control is presented is deflection ΔG_y of the target lateral acceleration G_{yt} and the real lateral acceleration G_{ya} . It is based and is set up as follows. That is, target slip ratio St_{efo} to the wheel of a revolution outside is K_7 and ΔG_y . It is set up and a constant K_7 is set as the value which controls the pressurization direction (or the reduced pressure direction). Moreover, target slip ratio St_{uro} and St_{uri} to a rear wheel are K_8 and ΔG_y , respectively. And K_9 and ΔG_y It is set up and is a constant K_8 and K_9 . It is set as the value which all controls the pressurization direction.

[0039] Drawing 6 and drawing 7 show the contents of processing of the fluid pressure servo control performed at step 115 of drawing 4, and slip ratio servo control of wheel-cylinder fluid pressure is performed about each wheel. first, target slip ratio St^{**} set up in the above-mentioned steps 205 and 207 or 208 it reads at step 401 -- having -- these -- as it is -- target slip ratio St^{**} of each wheel ***** -- it is read. Next, if it progresses to step 402, it is judged whether it is under [antiskid-control] ***** and that is right, it is target slip ratio St^{**} at step 403. Amount of slip ratio amendments ΔSs^{**} for anti skids It is added and is target slip ratio St^{**} . It is updated. If it is not among an antiskid control, it will progress to step 404 and it will be judged whether it is under [order damping force proportioning-

control] ***** . When judged with the inside of an order damping force proportioning control at step 404, it is amount of slip ratio amendments ΔS_b^{**} to target slip ratio S_t^{**} at step 405. It is added and updated, otherwise, progresses to step 406. If it is judged at step 406 whether it is under [traction control] ***** and that is right, it is target slip ratio S_t^{**} at step 407. Amount of slip ratio amendments ΔS_r^{**} It is added and updated. It is target slip ratio S_t^{**} at steps 403, 405 and 407. When it is judged also with not traction controlling [be / it] by step 406, either after being updated or, it remains as it is, and it progresses to step 408, and is slip ratio deflection ΔS_t^{**} for every wheel. While calculating, car-body acceleration-error ΔDV_{so}^{**} calculates at step 409.

[0040] It sets to the above-mentioned step 408, and is target slip ratio S_t^{**} of each wheel. Real slip ratio S_a^{**} A difference calculates and it is slip ratio deflection ΔS_t^{**} . It asks ($\Delta S_t^{**} = S_t^{**} - S_a^{**}$). Moreover, in step 409, the difference of car-body acceleration DV_{so}^{**} in a criteria wheel (wheel of a non-controlled system) and the wheel of a controlled system calculates, and car-body acceleration-error ΔDV_{so}^{**} is called for. Real slip ratio S_a^{**} of each wheel at this time And car-body acceleration-error ΔDV_{so}^{**} omits explanation about these, although operations differ according to the control modes, such as an antiskid control and traction control.

[0041] Then, it progresses to step 410 and is slip ratio deflection ΔS_t^{**} . Predetermined value K_a It is compared and is the predetermined value K_a . If it is above, it is slip ratio deflection ΔS_t^{**} at step 411. An integral value is updated. Namely, this slip ratio deflection ΔS_t^{**} Gain G_I^{**} Slip ratio deflection integral value $I_{\Delta S_t^{**}}$ of last time [value / by which it multiplied] It is added and is this slip ratio deflection integral value $I_{\Delta S_t^{**}}$. It asks. Slip ratio deflection $|\Delta S_t^{**}|$ is the predetermined value K_a . When less, it is slip ratio deflection integral value $I_{\Delta S_t^{**}}$ at step 412. It is cleared (0). Next, it sets to step 413 of drawing 7 thru/or 416, and is slip ratio deflection integral value $I_{\Delta S_t^{**}}$. Upper limit K_b It is a lower limit K_c below. It is K_b , when it is restricted to the above value and a upper limit K_b is exceeded. It is set up and is a lower limit K_c . It is K_c when less. After being set up, it progresses to step 417.

[0042] In step 417, one parameter Y^{**} with which the brake fluid pressure control in each control mode is presented calculates as $G_s^{**} - (\Delta S_t^{**} + I_{\Delta S_t^{**}})$. It is G_s^{**} here. It is gain, and it is set up as a continuous line shows to drawing 11 according to the car-body sideslipping angle β . moreover, the step 418 -- setting -- brake fluid oppression -- another parameter X^{**} boiled and offered calculates as $G_d^{**} - \Delta DV_{so}^{**}$. Gain G_d^{**} at this time It is a fixed value as a broken line shows to drawing 11.

[0043] Then, it progresses to step 419 and the fluid pressure control mode is set up according to the control map shown in drawing 10 based on above-mentioned parameter X^{**} and Y^{**} for every wheel.

In drawing 10 $R > 0$, each field of a sudden reduced pressure field, a pulse reduced pressure field, a maintenance field, a pulse boost field, and a sudden boost field is set up beforehand, and it is judged whether according to the value of parameter X^{**} and Y^{**} , it corresponds to which field at step 419.

[0044] furthermore -- since it is necessary to make smooth falling or the standup of brake fluid pressure when the field judged at step 419 this time switches from the reduced pressure from a boost, or reduced pressure to a boost to the field judged last time -- step 420 -- setting -- an increase -- reduced pressure -- compensation -- processing -- it is carried out. For example, when switching from sudden reduced pressure mode to pulse boost mode, it is controlled so that the boost time amount of boost duty increases gradually from 0, until it reaches the predetermined value in a pulse boost field. And the solenoid of each solenoid valve which constitutes brake fluid oppression equipment PC from a step 421 according to the above-mentioned fluid pressure control mode drives, and the damping force of each wheel is controlled. The dynamic characteristics of the longitudinal direction of a car is controlled appropriately, without carrying out the priority processing of oversteer inhibitory control and the understeer inhibitory control suitably, and causing control hunting, even when it ** and too much oversteer and too much understeer occur in coincidence.

[0045] Drawing 12 shows an example of the brake fluid oppression equipment PC in the above-mentioned operation gestalt, and a master cylinder MC and the fluid pressure booster HB drive it according to actuation of a brake pedal BP. The source AP of auxiliary fluid pressure is connected to the fluid pressure booster HB, and these are connected to the low voltage reservoir RS with the master

cylinder MC.

[0046] The source AP of auxiliary fluid pressure has the fluid pressure pump HP and Accumulator Acc. The fluid pressure pump HP is driven by electric motor M, carries out the pressure up of the brake fluid of the low voltage reservoir RS, and outputs it, and through a check valve valve flow coefficient 6, this brake fluid is supplied to Accumulator Acc, and accumulates it. Electric motor M answers that answer that the fluid pressure in Accumulator Acc is less than a predetermined lower limit, and drive, and the fluid pressure in Accumulator Acc exceeds a predetermined upper limit, and stops. In addition, the relief valve RV is infixed between Accumulator Acc and the low voltage reservoir RS. It ** and the so-called power fluid pressure is suitably supplied to the fluid pressure booster HB from Accumulator Acc. The fluid pressure booster HB inputs the output fluid pressure of the source AP of auxiliary fluid pressure, by making output fluid pressure of a master cylinder MC into a pilot pressure, the pressure is regulated to the booster fluid pressure proportional to this, and the redoubling drive of the master cylinder MC is carried out by this.

[0047] solenoid operated directional control valves SA1 and SA2 infix in the fluid pressure way by the side of the front wheel which connects each of a master cylinder MC and the wheel cylinders Wfr and Wfl ahead of a car -- having -- **** -- these -- the control paths Pfr and Pfl -- minding -- respectively -- electromagnetism -- the closing motion valves PC1 and PC5 and electromagnetism -- it connects with the closing motion valves PC2 and PC6. moreover -- the fluid pressure way which connects each, such as a wheel cylinder Wrl, with the fluid pressure booster HB -- electromagnetism -- the electromagnetism the closing motion valve SA 3 and for feeding-and-discarding control -- the closing motion valves [PC / PC and / 8] 1 are infixed, and the proportionality reducing valve PV is infixed in the rear wheel side. and electromagnetism -- the closing motion valve STR -- minding -- the source AP of auxiliary fluid pressure -- electromagnetism -- it connects with the downstream of the closing motion valve SA 3. Although piping before and after classifying into the fluid pressure control system of a front wheel and the fluid pressure control system of a rear wheel consists of drawing 1212 , it is good also as the so-called X piping.

[0048] a front-wheel side fluid pressure system -- setting -- electromagnetism -- the closing motion valves PC1 and PC2 -- electromagnetism -- it connects with the closing motion valve STR. electromagnetism -- the closing motion valve STR -- the electromagnetism of 2 port 2 location -- a closing motion valve -- it is -- the closed position at the time of un-operating -- a cut off state -- it is -- the open position at the time of actuation -- electromagnetism -- the closing motion valves PC1 and PC2 are opened for free passage to the direct accumulator Acc. Although a solenoid operated directional control valve SA 1 and a solenoid operated directional control valve SA 2 are solenoid operated directional control valves of 3 port 2 location, it is in the 1st location shown in drawing 12 at the time of un-operating and free passage connection of the wheel cylinders Wfr and Wfl is made by each at the master cylinder MC if a solenoid coil is excited and it switches to the 2nd location, a free passage with a master cylinder MC will all intercept wheel cylinders Wfr and Wfl -- having -- respectively -- electromagnetism -- the closing motion valves PC1 and PC5 and electromagnetism -- it is open for free passage with the closing motion valves PC2 and PC6.

[0049] these electromagnetism -- check valves valve flow coefficient1 and valve flow coefficient2 are connected to juxtaposition to the closing motion valves PC1 and PC2, the inflow side of a check valve valve flow coefficient 1 is connected to the control path Pfr, and the inflow side of a check valve valve flow coefficient 2 is connected to the control path Pfl, respectively. When a check valve valve flow coefficient 1 has a solenoid operated directional control valve SA 1 in an actuated position (the 2nd location) and a brake pedal BP is opened wide, it was prepared in order to make the brake fluid pressure of a wheel cylinder Wfr follow quickly the fall of the output fluid pressure of the fluid pressure booster HB, and although the flow of the brake fluid to the fluid pressure booster HB direction is permitted, a reverse direction flow is prevented. In addition, the same is said of a check valve valve flow coefficient 2.

[0050] next -- if a rear wheel side fluid pressure system is explained -- electromagnetism -- the closing motion valve SA 3 -- the electromagnetism of 2 port 2 location -- the open position which is a closing

motion valve and is shown in drawing 12 at the time of un-operating -- it is -- electromagnetism -- the closing motion valves PC3 and PC4 are open for free passage with the fluid pressure booster HB through the proportionality pressure reducing pressure control valve PV. this time -- electromagnetism -- the closing motion valve STR is made into a closed position, and a free passage with Accumulator Acc is intercepted. electromagnetism -- if the closing motion valve SA 3 is switched to the closed position at the time of actuation -- electromagnetism -- a free passage with the fluid pressure booster HB intercepts the closing motion valves PC3 and PC4 -- having -- the proportionality reducing valve PV -- minding -- electromagnetism -- it connects with the closing motion valve STR -- having -- this electromagnetism -- the closing motion valve STR is open for free passage with Accumulator Acc at the time of actuation. [0051] moreover, electromagnetism -- check valves valve flow coefficient3 and valve flow coefficient4 are connected to juxtaposition to the closing motion valves PC3 and PC4, the inflow side of a check valve valve flow coefficient 3 is connected to a wheel cylinder Wrr, and the inflow side of a check valve valve flow coefficient 4 is connected to the wheel cylinder Wrl, respectively. that in which these check valves valve flow coefficient3 and valve flow coefficient4 were formed in order to make the fall of the output fluid pressure of the fluid pressure booster HB follow quickly the brake fluid pressure of wheel cylinders Wrr and Wrl when a brake pedal BP was opened wide -- it is -- electromagnetism -- the flow of the brake fluid to closing motion valve SA3 direction is permitted, and a reverse direction flow is prevented. furthermore, the check valve valve flow coefficient 5 -- electromagnetism -- it prepares in juxtaposition at the closing motion valve SA 3 -- having -- **** -- electromagnetism -- also when the closing motion valve SA 3 is in a closed position, it is based on a brake pedal BP -- stepping on -- increase -- it is supposed that it is possible.

[0052] the above-mentioned solenoid operated directional control valves SA1 and SA2 and electromagnetism -- the closing motion valve SA 3 and an STR list -- electromagnetism -- various control which drive control of the closing motion valves [PC / PC and / 8] 1 is carried out by the above-mentioned electronic control ECU, and makes the above-mentioned braking steering control the start is performed. for example, since brake fluid pressure is not outputted from the fluid pressure booster HB and a master cylinder MC at the time of the braking steering control performed in the condition that the brake pedal BP is not operated, solenoid operated directional control valves SA1 and SA2 consider as the 2nd location -- having -- electromagnetism -- the closing motion valve SA 3 considers as a closed position -- having -- and electromagnetism -- let the closing motion valve STR be an open position. thereby -- the output-power fluid pressure of the source AP of auxiliary fluid pressure - electromagnetism -- a closing motion valve STR list -- the electromagnetism of an open condition -- it will be in the condition that a wheel cylinder Wfr etc. may be supplied through the closing motion valves [PC / PC and / 8] 1. *(ing) -- electromagnetism -- by carrying out the closing motion drive of the closing motion valves [PC / PC and / 8] 1 suitably, brake fluid pressure in each wheel cylinder is made into a sudden boost and pulse boost (*****), pulse reduced pressure (slow depressurization), sudden reduced pressure, and a maintenance condition, and oversteer inhibitory control and/or understeer inhibitory control are performed as mentioned above.

[0053] As mentioned above, in braking steering control of this operation gestalt, although damping force is given to each wheel regardless of actuation of a brake pedal BP and oversteer inhibitory control and/or understeer inhibitory control are performed, where a brake pedal BP is operated, of course, braking steering control is performed similarly. Although considered as processing when too much oversteer and too much understeer occur in coincidence in the above-mentioned flow chart, when too much oversteer and too much understeer occur continuously for a short time, it can process similarly. Moreover, cheap equipment can be offered, without needing an expensive pressure sensor, since it controls by this operation gestalt with slip ratio.

[0054] In addition, as long as it is the desired value corresponding to the damping force given to each wheels, such as brake fluid pressure (however, a pressure sensor is needed in this case) of the wheel cylinder of each wheel besides slip ratio, as control objectives of oversteer inhibitory control and understeer inhibitory control, what kind of value may be used. Furthermore, this invention can be applied also to a front drive vehicle or a four-wheel drive car, without restricting to a rear drive vehicle.

In the case of a four-wheel drive car, all wheels become with a controlled system, and whenever [wheel speed], since it becomes impossible to detect whenever [car-body-speed], it is necessary to form a sensor separately by the sensor.

[0055]

[Effect of the Invention] Since this invention is constituted as mentioned above, it does the following effectiveness so. Namely, it sets to the movement control unit of the car of this invention. Too much oversteer and too much understeer coincidence or when it judges with having generated continuously Since it constitutes so that priority may be given to control by the oversteer control control means to the wheel ahead of a car and may be given to control by the understeer control control means to the wheel of car back By giving priority to the suitable control of oversteer inhibitory control and the understeer inhibitory control suitably, performing it to each wheel of the front of a car, and back, and controlling the dynamic characteristics of the longitudinal direction of a car appropriately It can be made to circle in a car in the condition of having been stabilized without causing control hunting.

[0056] While constituting further in a movement control device according to claim 2 so that brake fluid oppression equipment may be controlled according to the deflection of target slip ratio and real slip ratio Too much oversteer and too much understeer coincidence or when it generates continuously The target slip ratio to the wheel ahead of a car is set as the target slip ratio of oversteer inhibitory control. It is supposing that the target slip ratio to the wheel of car back is set as the target slip ratio of understeer inhibitory control, and a priority-control means can certainly consist of easy and cheap configurations.

[Translation done.]

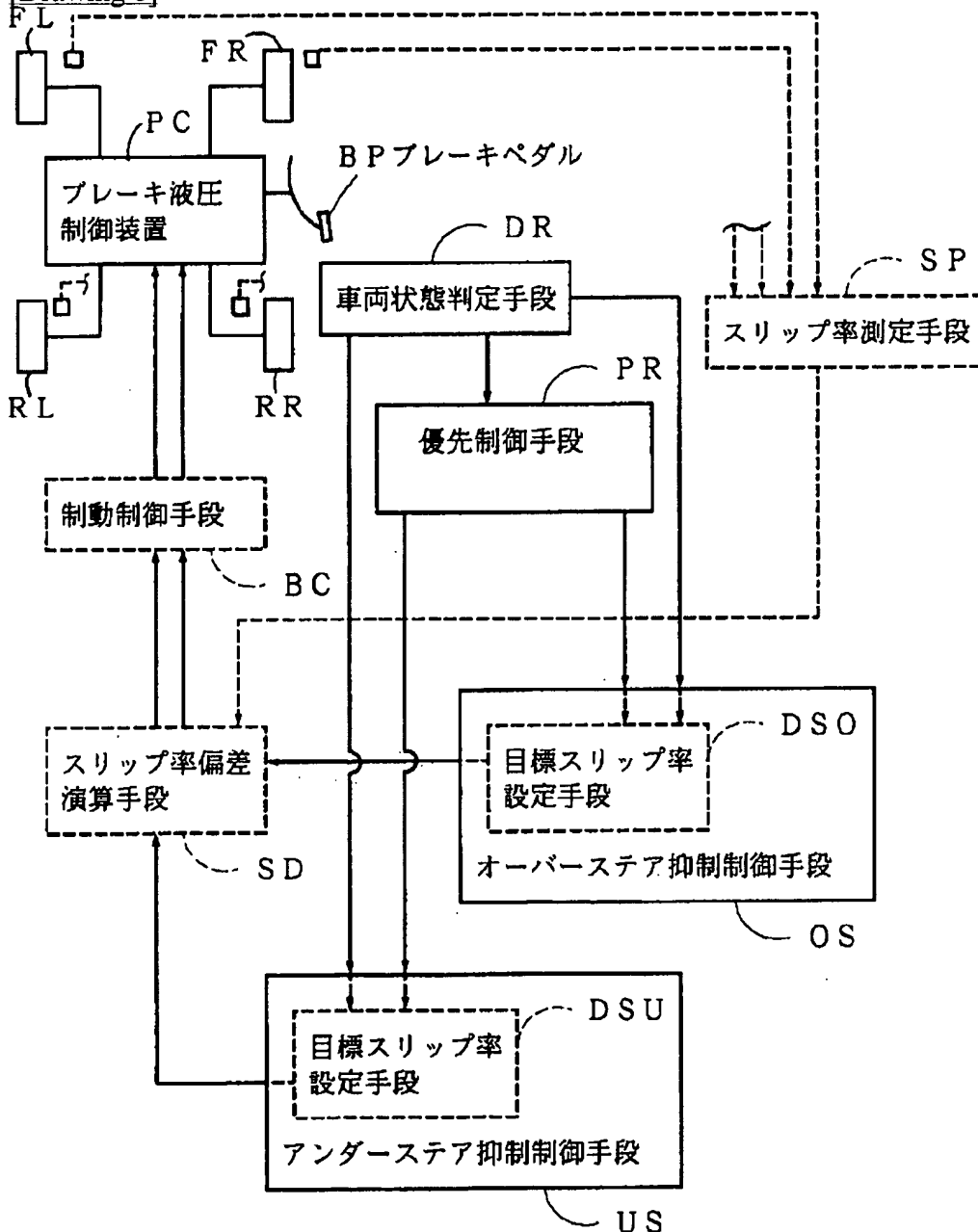
*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

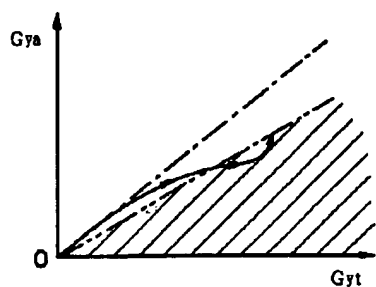
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

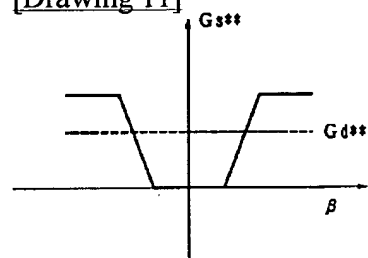
[Drawing 1]



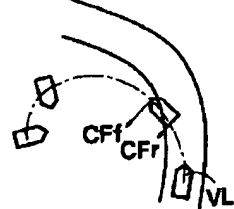
[Drawing 9]



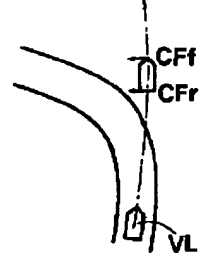
[Drawing 11]



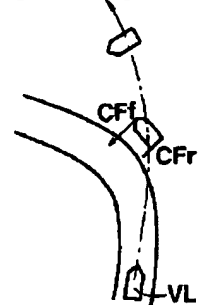
[Drawing 13]



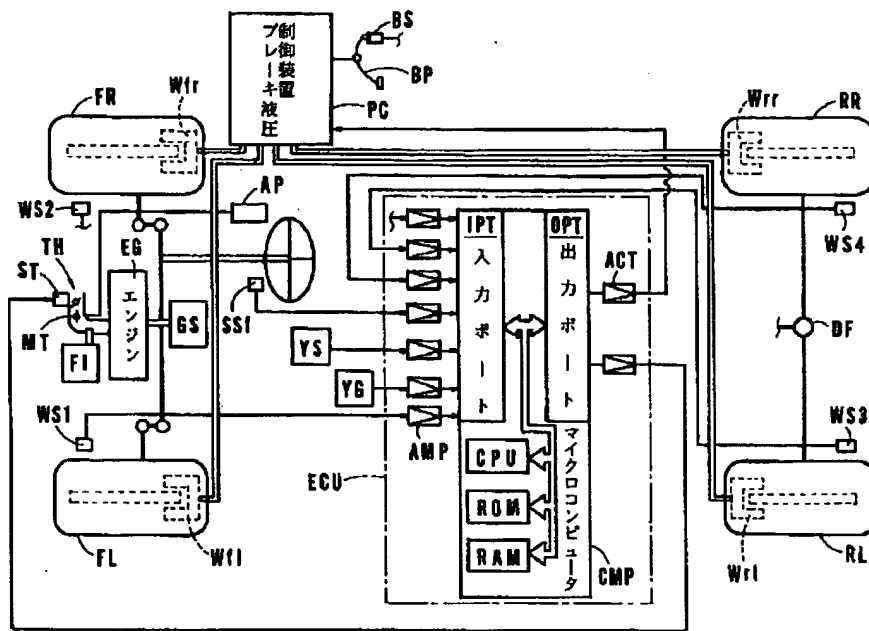
[Drawing 14]



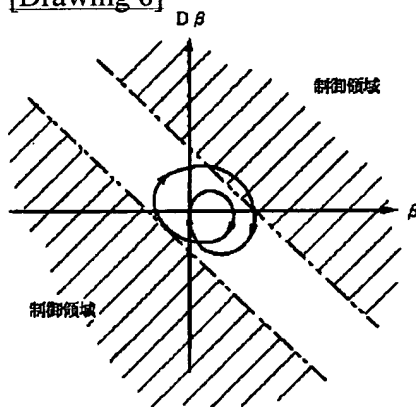
[Drawing 15]



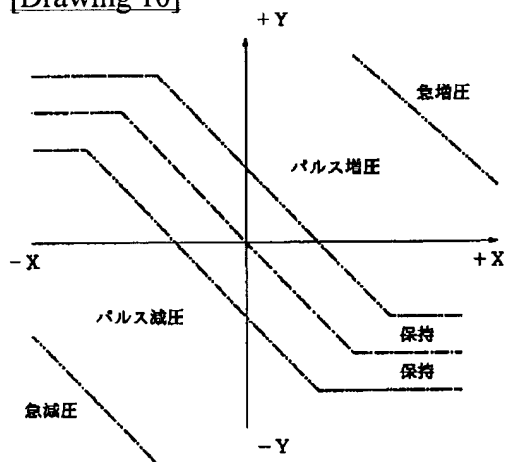
[Drawing 2]



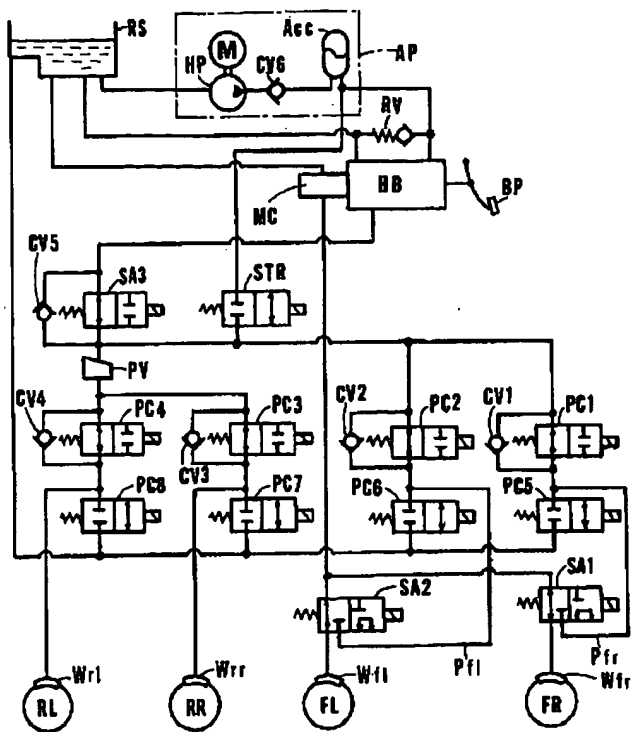
[Drawing 8]



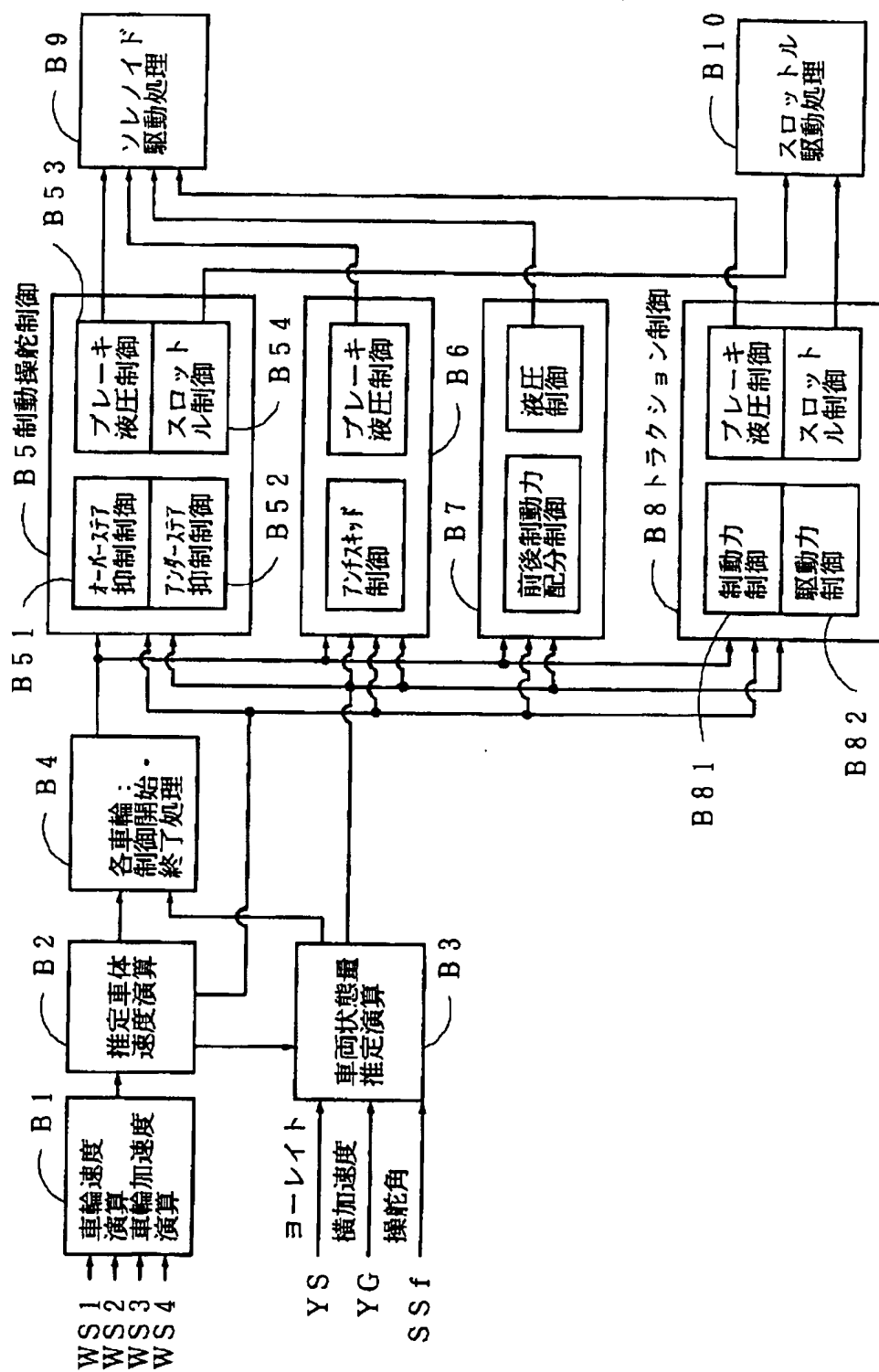
[Drawing 10]



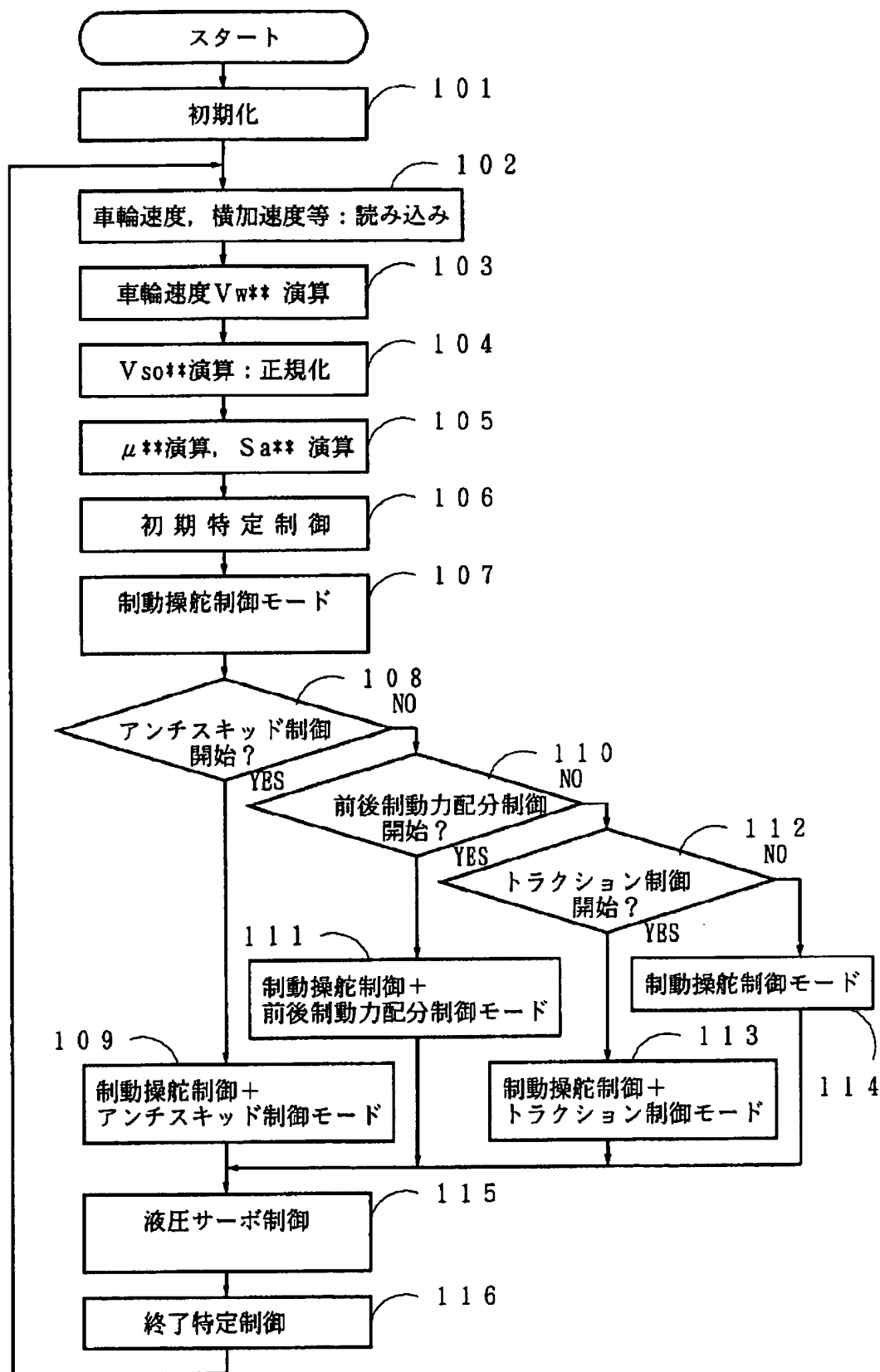
[Drawing 12]



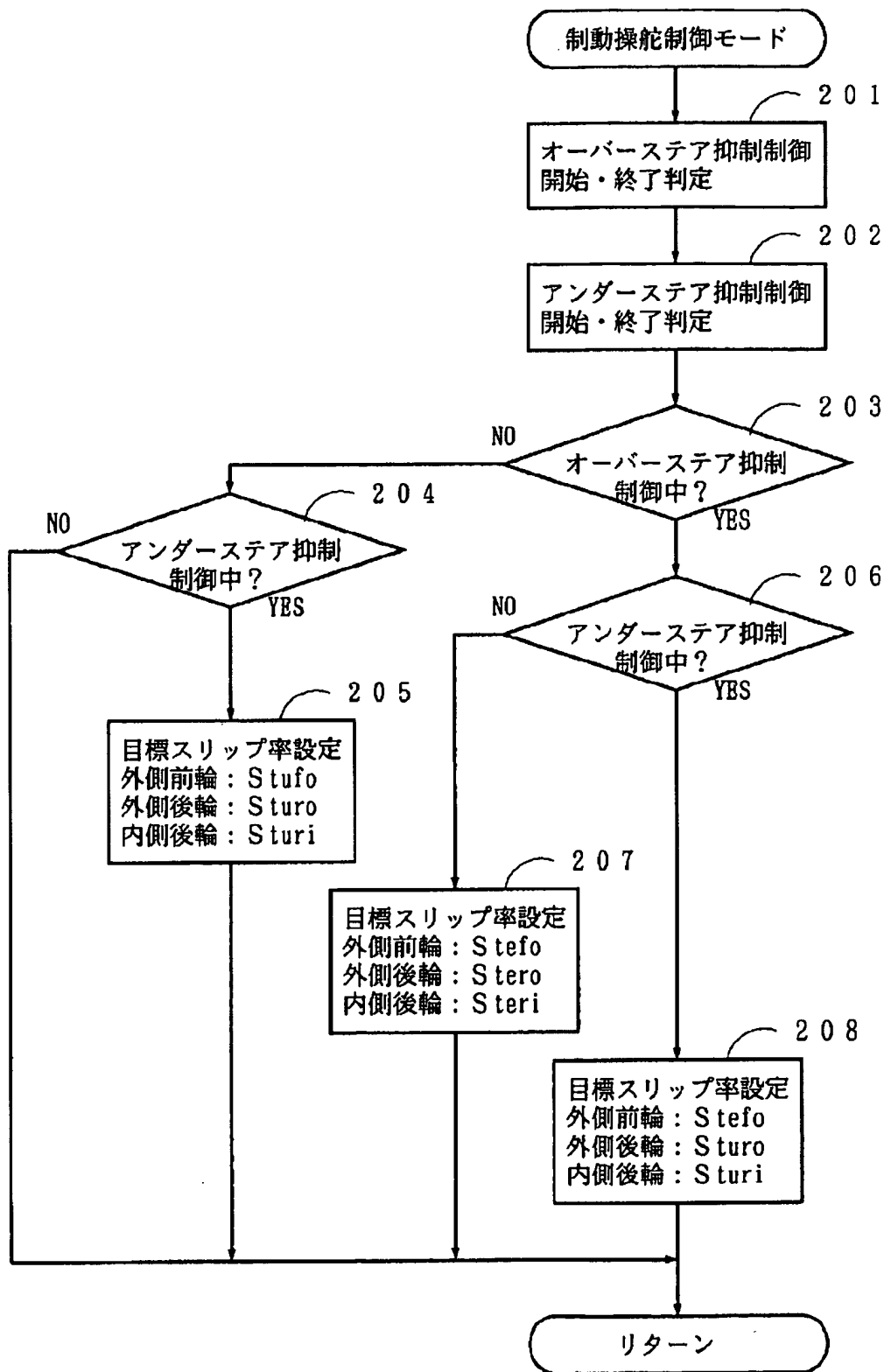
[Drawing 3]



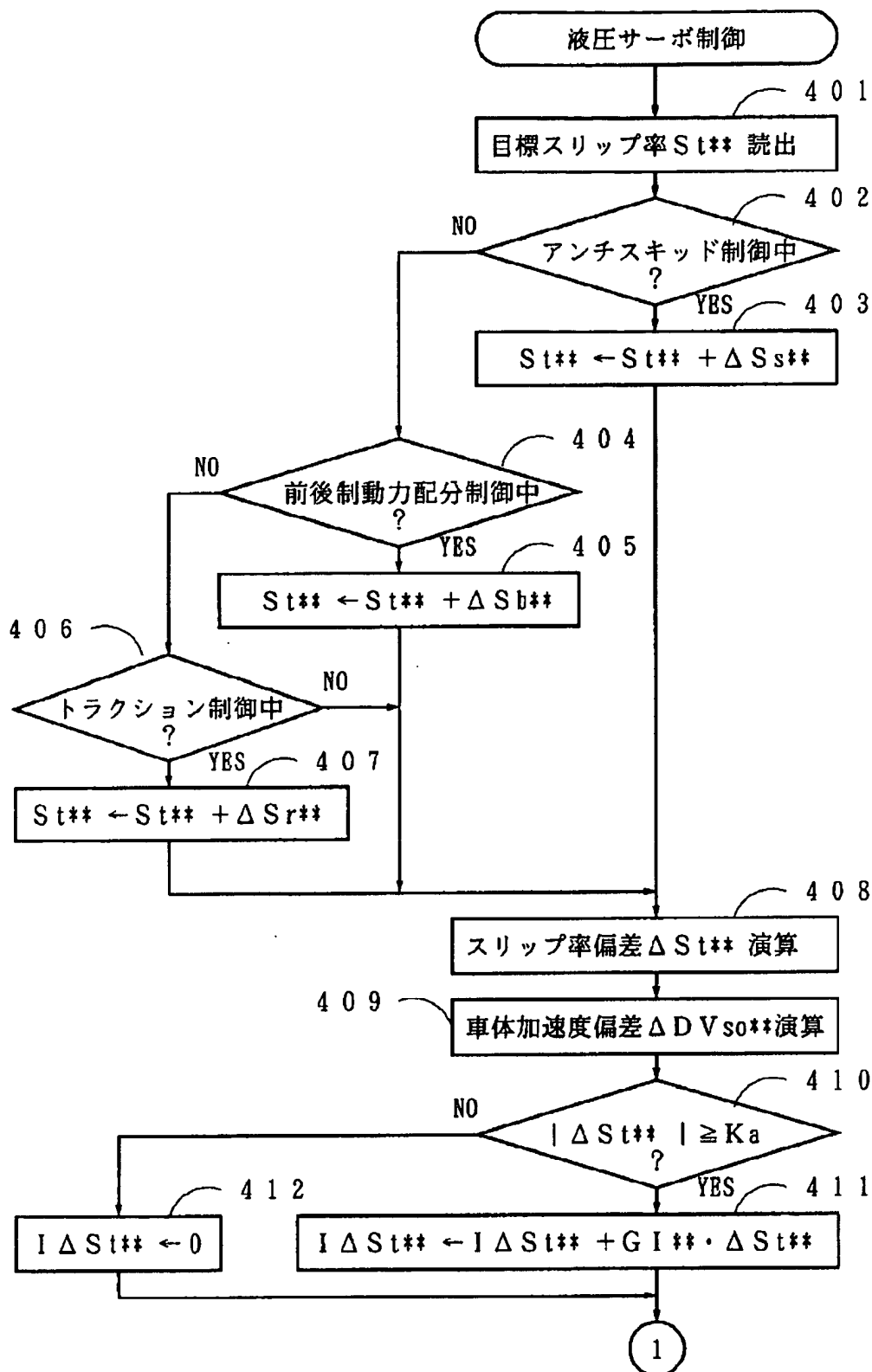
[Drawing 4]



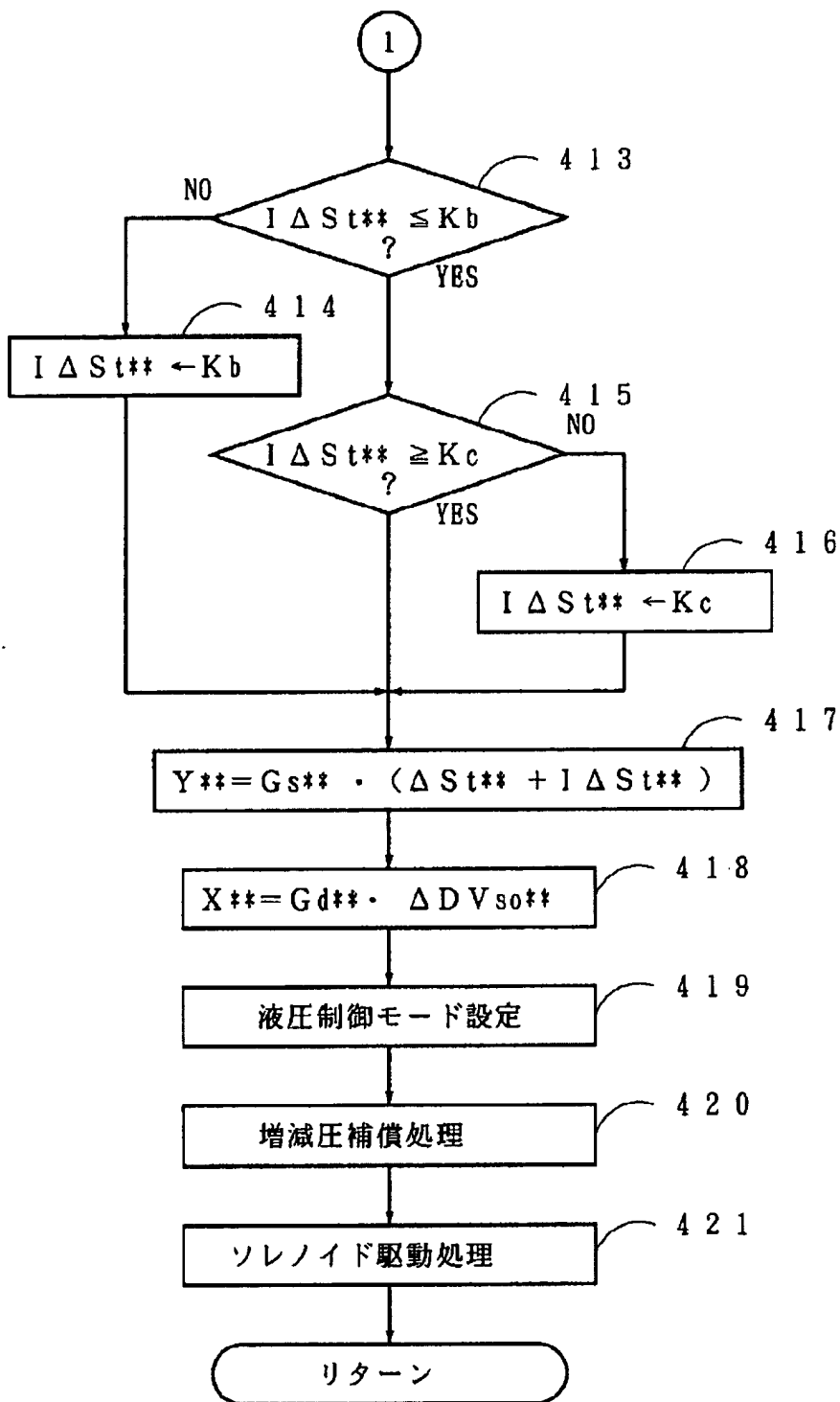
[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Drawing 7]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-142273

(43) 公開日 平成9年(1997)6月3日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 T	8/24		B 6 0 T	8/24
	8/58			8/58
	8/60			8/60

審査請求 未請求 請求項の数2 F D (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願平7-324017
 (22) 出願日 平成7年(1995)11月17日

(71) 出願人 000000011
 アイシン精機株式会社
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
 (72) 発明者 安井 由行
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
 (72) 発明者 十津 豊司
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
 (72) 発明者 深見 昌伸
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
 (74) 代理人 弁理士 池田 一真

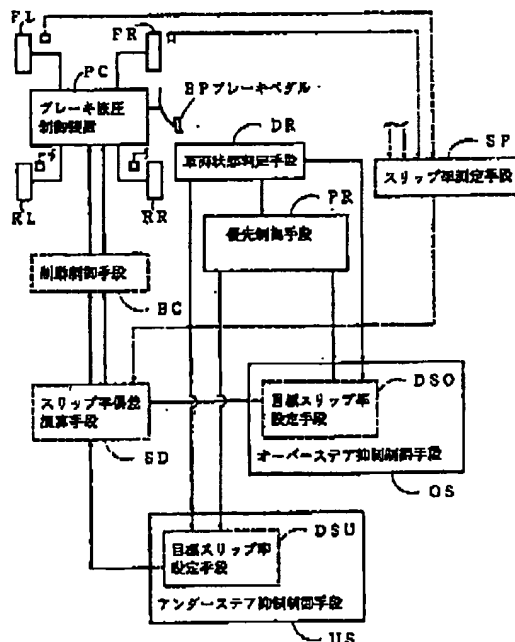
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の運動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したときにも、安定した状態で車両が旋回し得るようにする。

【解決手段】 車両が旋回中に、車両状態判定手段DRにて過度のオーバーステアと判定したときには、オーバーステア抑制制御手段OSによりブレーキ液圧制御装置PCをブレーキペダルBPの操作とは無関係に制御し、車両に対し外向きのモーメントが生ずるように各車輪に制動力を付与し、過度のアンダーステアと判定したときにはアンダーステア抑制制御手段USにより内向きのモーメントが生ずるように各車輪に制動力を付与する。過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したときには、優先制御手段PRにより、前方の車輪FR、FLに対してはオーバーステア抑制制御を優先し、後方の車輪RR、RLに対してはアンダーステア抑制制御を優先する。



(2)

特開平9-142273

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両前方及び後方の各車輪に対し少くともブレーキペダルの操作に応じて制動力を付与するブレーキ液圧制御装置と、前記車両の運動状態を判定する車両状態判定手段と、該車両状態判定手段の判定結果に基づき前記ブレーキ液圧制御装置を前記ブレーキペダルの操作とは無関係に制御し、前記車両が旋回中に過度のオーバーステアと判定したときには、前記車両に対し外向きのモーメントが生ずるように前記車両の各車輪に制動力を付与するオーバーステア抑制制御手段と、前記車両状態判定手段の判定結果に基づき前記ブレーキ液圧制御装置を前記ブレーキペダルの操作とは無関係に制御し、前記車両が旋回中に過度のアンダーステアと判定したときには、前記車両に対し内向きのモーメントが生ずるように前記車両の各車輪に制動力を付与するアンダーステア抑制制御手段とを備えた車両の運動制御装置において、前記車両状態判定手段が、前記過度のオーバーステアと前記過度のアンダーステアが同時にしくは連続して発生したと判定したときには、前記車両前方の車輪に対しては前記オーバーステア抑制制御手段による制御を優先し、前記車両後方の車輪に対しては前記アンダーステア抑制制御手段による制御を優先する優先制御手段を備えたことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項2】 前記オーバーステア抑制制御手段及び前記アンダーステア抑制制御手段が夫々、少くとも前記車両状態判定手段の判定結果に基づいて前記車両の各車輪に対する目標スリップ率を設定する目標スリップ率設定手段を具備し、前記車両の各車輪の実スリップ率を測定するスリップ率測定手段と、前記目標スリップ率と前記実スリップ率との偏差を演算するスリップ率偏差演算手段と、該スリップ率偏差演算手段の演算結果に基づき前記ブレーキ液圧制御装置を駆動制御し前記各車輪に付与する制動力を制御する制動力制御手段を備え、前記ブレーキ液圧制御装置を前記偏差に応じて制御するように構成すると共に、前記過度のオーバーステアと前記過度のアンダーステアが同時にしくは連続して発生したときには、前記車両前方の車輪に対する目標スリップ率を前記オーバーステア抑制制御の目標スリップ率に設定し、前記車両後方の車輪に対する目標スリップ率を前記アンダーステア抑制制御の目標スリップ率に設定するように、前記優先制御手段を構成したことを特徴とする請求項1記載の車両の運動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両の旋回時等において、ブレーキペダル操作とは無関係に各車輪に対して制動力を付与することにより、過度のオーバーステア及び過度のアンダーステアを抑制制御する車両の運動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近時、車両の運動特性、特に旋回特性を制御する手段として、制動力の左右差制御により旋回モーメントを直接制御する手段が注目され、実用に供されつつある。例えば、特開平2-70561号公報には、車両の横力の影響を補償する制動制御手段により車両の安定性を維持する運動制御装置が提案されている。同装置においては、実ヨーレイトと目標ヨーレイトの比較結果に応じて制動制御手段により車両に対する制動力を制御するように構成されており、例えばコーナリング時の車両の運動に対しても確実に安定性を維持することができ。

【0003】 一般的に、操舵特性を表す語としてオーバーステアあるいはアンダーステアという語が用いられるが、前者が過大となると、車両の旋回中に後輪の横すべりが大となって車両が所望の旋回半径の内側にはみ出す状態となる。この状態を過度のオーバーステアと呼び、前輪のコーナリングフォース C_{Ff} が後輪のコーナリングフォース C_{Fr} より極端に大きく($C_{Ff} > C_{Fr}$)になったときに生ずる。例えば、図13に示すように車両VLが旋回半径Rのカーブを旋回するときに必要な横加速度 G_y は、車両の速度をVとすると $G_y = V^2 / R$ として求められ、これに車両VLの質量mを乗じた値 $m \cdot G_y$ が、旋回半径Rを旋回するときに必要なコーナリングフォースの合計 C_{Fo} となる($C_{Fo} = \Sigma C_F = m \cdot G_y$)。従って、旋回半径Rのカーブを旋回するのに必要なコーナリングフォースの合計 C_{Fo} より前輪及び後輪のコーナリングフォース C_{Ff} 、 C_{Fr} の和の方が大となり($C_{Fo} < C_{Ff} + C_{Fr}$)、且つ前輪のコーナリングフォース C_{Ff} が後輪のコーナリングフォース C_{Fr} より極端に大きくなると($C_{Ff} > C_{Fr}$)、車両VLの旋回半径が小さくなり、車両VLはカーブの内側に回り込み、図13に示す状態となる。

【0004】 また、アンダーステアが過大となると、車両の旋回中に生ずる横すべりが大となり、車両が所望の旋回半径から外側にはみ出す状態となる。これを過度のアンダーステアと呼び、図14に示すように前輪と後輪のコーナリングフォース C_{Ff} 、 C_{Fr} が略等しく釣り合っているか、あるいは後輪側のコーナリングフォース C_{Fr} の方が僅かに大きい場合($C_{Ff} < C_{Fr}$)で、旋回半径Rのカーブを旋回可能なコーナリングフォースの合計 C_{Fo} より前輪及び後輪のコーナリングフォース C_{Ff} 、 C_{Fr} の和の方が小さくなると($C_{Fo} > C_{Ff} + C_{Fr}$)、車両VLの旋回半径が大きくなり、車両VLはカーブの外側へはみ出すこととなる。

【0005】 上記過度のオーバーステアは、例えば車体横すべり角(β)と車体横すべり角速度($D\beta$)に基づいて判定される。車両が旋回中において、過度のオーバーステアと判定されたときには、例えば旋回外側の前輪に制動力が付与され、車両に対し外向きのモーメント、即ち車両を旋回外側に向けるモーメントが生ずるよう

(3)

特開平9-142273

3

4

制御される。これをオーバーステア抑制制御と呼び、安定性制御とも呼ばれる。

【0006】一方、過度のアンダーステアは、例えば目標横加速度と実横加速度との差、もしくは目標ヨーレートと実ヨーレートとの差に基づいて判定される。そして、上記車両V1が旋回中に過度のアンダーステアと判定されたときには、例えば後輪駆動の場合、旋回外側の前輪及び後二輪に制動力が付与され、車両に対し内向きのモーメント、即ち車両を旋回内側に向けるモーメントが生ずるように制御される。これはアンダーステア抑制

制御と呼び、コーストレース性制御とも呼ばれる。

【0007】
【発明が解決しようとする課題】例えば、非常に滑り易い路面を走行中に急激なステアリング操作を行なった場合には、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時または連続して発生する状態となる。即ち、この場合には前輪のコーナリングフォース $C F_f$ が後輪のコーナリングフォース $C F_r$ より極端に大きく($C F_f > C F_r$)、且つこれらの合計が旋回半径Rのカーブを旋回可能なコーナリングフォースの合計 $C F_o$ より小さくなり、図15に示すように車両V1は自転運動し乍ら、カーブからはみ出し、前述の図13及び図14の状態が複合された状態となる。

【0008】このように過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが複合された場合には、オーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御の何れか一方を他方に優先して行なうように設定することが考えられる。然し乍ら、各車輪に対し一律に優先制御を行なうこととすると制御のハンチングが生じ、各車輪に対しオーバーステア抑制制御とアンダーステア抑制制御に基づく制動力が交互に付与されることになり、車両の方向安定性が損なわれるおそれがある。

【0009】そこで、本発明は車両の運動制御装置において、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したときには、車両の前方及び後方の各車輪に対してオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御の何れかを適宜優先し、安定した状態で車両が旋回し得るように構成することを課題とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記の課題を解決するため、本発明は、図1に構成の概要を示したように、車両前方及び後方の各車輪FR、FL、RR、RLに対し少くともブレーキペダルBPの操作に応じて制動力を付与するブレーキ液圧制御装置PCと、車両の運動状態を判定する車両状態判定手段DRと、この車両状態判定手段DRの判定結果に基づきブレーキ液圧制御装置PCをブレーキペダルBPの操作とは無関係に制御し、車両が旋回中に過度のオーバーステアと判定したときには、車両に対し外向きのモーメントが生ずるように車両の各車輪

に制動力を付与するオーバーステア抑制制御手段OSと、車両状態判定手段DRの判定結果に基づきブレーキ液圧制御装置PCをブレーキペダルBPの操作とは無関係に制御し、車両が旋回中に過度のアンダーステアと判定したときには、車両に対し内向きのモーメントが生ずるように車両の各車輪に制動力を付与するアンダーステア抑制制御手段USとを備えている。そして、車両状態判定手段DRが、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したと判定したときには、車両前方の車輪FR、FLに対してはオーバーステア抑制制御手段OSによる制御を優先し、車両後方の車輪RR、RLに対してはアンダーステア抑制制御手段USによる制御を優先する優先制御手段PRを設けたものである。

【0011】尚、ブレーキ液圧制御装置PCは、後述の実施形態に示すように、ブレーキペダルBPの操作に応じてブレーキ液圧を出力するマスタシリンダのほか、例えば液圧ポンプ及びアクチュエータを備えた補助液圧源を含み、ブレーキペダルBPの非操作時にも補助液圧源からブレーキ液圧を出力するように構成することができる。車両状態判定手段DRは、例えば各車輪の車輪速度、車輪加速度、車体横加速度、ヨーレート等を検出し、これらの検出結果、並びに検出結果に基づいて演算した推定車体速度、車体横すべり角等に基づき、車両の運動状態を判定するように構成し、過度のオーバーステア及び過度のアンダーステアの発生を判定することができる。

【0012】上記オーバーステア抑制制御手段OS及びアンダーステア抑制制御手段USは、例えば請求項2に記載のように、夫々、少くとも車両状態判定手段DRの判定結果に基づいて車両の各車輪に対する目標スリップ率を設定する目標スリップ率設定手段DSO、DSUを具備したものとし、車両の各車輪の実スリップ率を測定するスリップ率測定手段SPと、目標スリップ率と実スリップ率との偏差を演算するスリップ率偏差演算手段SDと、このスリップ率偏差演算手段SDの演算結果に基づきブレーキ液圧制御装置PCを駆動制御し各車輪に付与する制動力を制御する制動制御手段BCを備えたものとし、ブレーキ液圧制御装置PCをスリップ率偏差に応じて制御するように構成すると共に、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したときには、車両前方の車輪FR、FLに対する目標スリップ率をオーバーステア抑制制御の目標スリップ率に設定し、車両後方の車輪RR、RLに対する目標スリップ率をアンダーステア抑制制御の目標スリップ率に設定するように、優先制御手段PRを構成することができる。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、本発明の望ましい実施の形態を図面を参照して説明する。図2は本発明の運動制御

50

(4)

特開平9-142279

5

6

装置の一実施形態を示すもので、本実施形態のエンジンEGはスロットル制御装置TH及び燃料噴射装置FIを備えた内燃機関で、スロットル制御装置THにおいてはアクセルペダルAPの操作に応じてメインスロットルバルブMTのメインスロットル開度が制御される。また、電子制御装置ECUの出力に応じて、スロットル制御装置THのサブスロットルバルブSTが駆動されサブスロットル開度が制御されると共に、燃料噴射装置FIが駆動され燃料噴射量が制御されるように構成されている。本実施形態のエンジンEGは変速制御装置GS及びディファレンシャルギヤDFを介して車両後方の車輪RL、RRに連結されており、所謂後輪駆動方式が構成されているが、本発明における駆動方式をこれに限定するものではない。

【0014】次に、制動系については、車輪FL、FR、RL、RRに夫々ホイールシリンダWf1、Wf2、Wr1、Wr2が装着されており、これらのホイールシリンダWf1等にブレーキ液圧制御装置PCが接続されている。尚、車輪FLは運転席からみて前方左側の車輪を示し、以下車輪FRは前方右側、車輪RLは後方左側、車輪RRは後方右側の車輪を示しており、本実施形態では前輪の液圧制御系と後輪の液圧制御系に区分された前後配管が構成されているが、所謂X配管としてもよい。ブレーキ液圧制御装置PCはブレーキペダルBPの操作に応じて駆動され、各車輪毎のホイールシリンダ液圧を制御するもので、種々の態様のものを用いることができる。本実施形態では例えば図12に示すように構成されるが、これについては後述する。

【0015】図2に示すように、車輪FL、FR、RL、RRには車輪速度センサWS1乃至WS4が配設され、これらが電子制御装置ECUに接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス数のパルス信号が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。更に、ブレーキペダルBPが踏み込まれたときオンとなるブレーキスイッチBS、車両前方の車輪FL、FRの舵角 δf を検出する前輪舵角センサSSf、車両の横加速度を検出する横加速度センサYG及び車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサYS等が電子制御装置ECUに接続されている。ヨーレイトセンサYSにおいては、車両重心を通る鉛直軸回りの車両回転角（ヨー角）の変化速度、即ちヨー角速度（ヨーレイト）が検出され、実ヨーレイト γ として電子制御装置ECUに出力される。

【0016】尚、従動輪側の左右の車輪（本実施形態では車両前方の車輪FL、FR）の車輪速度差 $Vfd (=Vwfr - Vwfl)$ に基づき実ヨーレイト γ を推定することができるので、車輪速度センサWS1及びWS2の検出出力を利用することとすればヨーレイトセンサYSを省略することができる。更に、車輪RL、RR間に舵角制御装置（図示せず）を設けることとしてもよく、これに

よれば電子制御装置ECUの出力に応じてモータ（図示せず）によって車輪RL、RRの舵角を制御することもできる。

【0017】本実施形態の電子制御装置ECUは、図2に示すように、バスを介して相互に接続されたプロセッシングユニットCPU、メモリROM、RAM、入力ポートIPT及び出力ポートOPT等から成るマイクロコンピュータCMPを備えている。上記車輪速度センサWS1乃至WS4、ブレーキスイッチBS、前輪舵角センサSSf、ヨーレイトセンサYS、横加速度センサYG等の出力信号は増幅回路AMPを介して夫々入力ポートIPTからプロセッシングユニットCPUに入力されるように構成されている。また、出力ポートOPTからは駆動回路ACTを介してスロットル制御装置TH及びブレーキ液圧制御装置PCに夫々制御信号が出力されるように構成されている。マイクロコンピュータCMPにおいては、メモリROMは図4乃至図7に示したフローチャートを含む種々の処理に供するプログラムを記憶し、プロセッシングユニットCPUは図示しないイグニッションスイッチが閉成されている間当該プログラムを実行し、メモリRAMは当該プログラムの実行に必要な変数データを一時的に記憶する。尚、スロットル制御等の各制御毎に、もしくは関連する制御を適宜組合せて複数のマイクロコンピュータを構成し、相互間を電気的に接続することとしてもよい。

【0018】図3は上記マイクロコンピュータCMPの処理機能を示したブロック図で、ブロックB1では車輪速度センサWS1乃至WS4の出力信号に基づき各車輪速度 Vw^{**} （**は車輪FL、FR、RL、RRを代表して表す）及び車輪加速度 DVw^{**} が演算され、これらに基づきブロックB2にて各車輪毎に推定車体速度 Vso^{**} が演算される。また、ブロックB3ではヨーレイトセンサYS、横加速度センサYG、前輪舵角センサSSf等の出力信号に基づき各種車両状態量の推定演算が行なわれ、ブロックB4では各車輪について以下の各種制御の開始又は終了の処理が行なわれる。

【0019】而して、先ずブロックB5では制動操舵制御が行なわれる。即ち、車両旋回時に、車両の安定性及びコーストレース性を確保するように、ブロックB51にてオーバーステア抑制制御が行なわれ、ブロックB52にてアンダーステア抑制制御が行なわれる。前者のオーバーステア抑制制御は、車両旋回時に過度のオーバーステアとなるのを防止するため、ブロックB53を経てブロックB9にてブレーキ液圧制御装置の電磁弁（後述）のソレノイドを駆動制御することにより、例えば旋回外側前輪に制動力を付与し、車両を旋回外側に操向するものである。後者のアンダーステア抑制制御は、車両旋回時に過度のアンダーステアとなるのを防止するため、例えば旋回外側前輪及び後二輪に制動力を付与し、車両を旋回内側に操向しつつ減速するものである。尚、

(5)

特開平9-142273

7

8

必要に応じブロックB54を経てブロックB10にてスロットルが駆動制御され、車両の旋回運動が維持される。

【0020】また、ブロックB6ではアンチスキッド制御が行なわれ、車両制動時に、車輪のロックを防止するように、各車輪に付与する制動力が制御される。ブロックB7では前後輪の制動力配分制御が行なわれ、車両の制動時に車両の安定性を維持するように、後輪に付与する制動力の前輪に付与する制動力に対する配分が制御される。尚、これらのブロックB6、B7における制御を実行するため、ブロックB9にてソレノイドが駆動処理され、ブレーキ液圧制御が行なわれる。

【0021】そして、ブロックB8ではトラクション制御が行なわれる。即ち、ブロックB81にて、車両駆動時に駆動輪のスリップを防止するように、駆動輪に対し制動力が付与されると共に、ブロックB82及びブロックB10にてスロットル制御が行なわれ、これらの制御によって駆動輪に対する駆動力が制御される。

【0022】上記のように構成された本実施形態においては、電子制御装置ECUにより制動操舵制御、アンチスキッド制御等の一連の処理が行なわれ、イグニッションスイッチ（図示せず）が閉成されると図4乃至図7等のフローチャートに対応したプログラムの実行が開始する。図4は車両の運動制御動作を示すもので、先ずステップ101にてマイクロコンピュータCMPが初期化され、各種の演算値がクリアされる。次にステップ102において、車輪速度センサWS1乃至WS4の検出信号が読み込まれると共に、前輪舵角センサSS1の検出信号（舵角 δf ）、ヨーレートセンサYSの検出信号（実ヨーレート γ ）及び横加速度センサYGの検出信号（即ち、実横加速度であり、Gyaで表す）が読み込まれる。

【0023】続いてステップ103に進み、各車輪の車輪速度 Vw^{**} が演算され、これらの演算結果に基づきステップ104にて車体速度が推定され、各車輪毎に推定車体速度 Vso^{**} が求められ、更に、必要に応じ、車両旋回時の内外輪差等に基づく誤差を低減するため正規化が行われる。即ち、正規化推定車体速度 $NVso^{**}$ が $NVso^{**} = Vso^{**}(n) - \Delta Vr^{**}(n)$ として演算される。ここで、 $\Delta Vr^{**}(n)$ は旋回補正用の補正係数で、例えば以下のように設定される。即ち、補正係数 ΔVr^{**} （**は各車輪FR等を表し、特にFRは前二輪、RRは後二輪を表す）は、車両の旋回半径R及び $\gamma \cdot Vso^{**}$ （ γ は横加速度Gya）に基づき、基準とする車輪を除き各車輪毎のマップ（図示省略）に従って設定される。例えば、 $\Delta Vr^{**}FL$ が基準とすると、これは0とされるが、 $\Delta Vr^{**}FR$ は内外輪差マップに従って設定され、 $\Delta Vr^{**}RL$ は内外輪差マップに従い、 $\Delta Vr^{**}RR$ は外々輪差マップ及び内外輪差マップに従って設定される。

【0024】そして、ステップ105において、上記ステップ104で求められた推定車体速度 Vso （=MAX

$[Vw^{**}]$ ）が微分されて前後方向の車体加速度 $DVso$ が求められると共に、この車体加速度 $DVso$ と横加速度センサYGの検出信号の実横加速度Gyaに基づき、各車輪に対する路面摩擦係数 μ が近似的に $(DVso^2 + Gya^2)^{1/2}$ として求められる。この路面摩擦係数 μ の値と各車輪のホイールシリンダ液圧 Pw^{**} の推定値に基づいて各車輪の路面摩擦係数 μ^{**} が決定される。尚、路面摩擦係数を検出する手段としてはこれに限るものではなく、直接路面摩擦係数を検出するセンサ等、種々の手段を用いることができる。

【0025】また、ステップ105においては、上記ステップ103及び104で求められた各車輪の車輪速度 Vw^{**} と推定車体速度 Vso （あるいは、正規化推定車体速度 $NVso^{**}$ ）に基づき各車輪の車輪スリップ率 Sl^{**} （以下、実スリップ率 Sl^{**} という）が $Sl^{**} = (Vso - Vw^{**}) / Vso$ として求められる。

【0026】次に、ステップ106にて初期特定制御が行なわれた後、ステップ107に進み制動操舵制御モードとされ、後述するように制動操舵制御に供する目標スリップ率が設定され、後述のステップ114の液圧サーボ制御により、車両の運転状態に応じてブレーキ液圧制御装置PCが制御され各車輪に対する制動力が制御される。この制動操舵制御は、後述する全ての制御モードにおける制御に対し重畳される。尚、ステップ106における初期特定制御は制動操舵制御開始前に行なわれ、後段のトラクション制御開始前にも行なわれるが、アンチスキッド制御が開始するときには直ちに終了とされる。この後ステップ108に進み、アンチスキッド制御開始条件を充足しているか否かが判定され、開始条件を充足し制動操舵時にアンチスキッド制御開始と判定されると、初期特定制御は直ちに終了しステップ109にて制動操舵制御及びアンチスキッド制御の両制御を行なうための制御モードに設定される。

【0027】ステップ108にてアンチスキッド制御開始条件を充足していないと判定されたときには、ステップ110に進み前後制動力配分制御開始条件を充足しているか否かが判定され、制動操舵制御時に前後制動力配分制御開始と判定されるとステップ111に進み、制動操舵制御及び前後制動力配分制御の両制御を行なうための制御モードに設定され、充足していなければステップ112に進みトラクション制御開始条件を充足しているか否かが判定される。制動操舵制御時にトラクション制御開始と判定されるとステップ113にて制動操舵制御及びトラクション制御の両制御を行なうための制御モードに設定され、制動操舵制御時に何れの制御も開始と判定されていないときには、ステップ114にて制動操舵制御のみを行なう制御モードに設定される。そして、これらの制御モードに基づきステップ115にて液圧サーボ制御が行なわれ、ステップ116にて終了特定制御が行なわれた後にステップ102に戻る。尚、ステップ1

50

(6)

特開平9-142273

9

10

09, 111, 113, 114に基づき、必要に応じ、車両の運転状態に応じてスロットル制御装置THのサブスロットル開度が調整されエンジンEGの出力が低減され、駆動力が制限される。

【0028】図5は図4のステップ107における制動操舵制御に供する目標スリップ率の設定の具体的処理内容を示すもので、制動操舵制御にはオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御が含まれ、各車輪に関しオーバーステア抑制制御及び／又はアンダーステア抑制制御に応じた目標スリップ率が設定される。まず、ステップ201, 202においてオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御の開始・終了判定が行なわれる。

【0029】ステップ201で行なわれるオーバーステア抑制制御の開始・終了判定は、図8に斜線で示す制御領域にあるか否かに基づいて行なわれる。即ち、判定時における車体横すべり角 β と車体横すべり角速度 $D\beta$ の値に応じて制御領域に入ればオーバーステア抑制制御が開始され、制御領域を脱すればオーバーステア抑制制御が終了とされ、図8に矢印の曲線で示したように制御される。そして、後述するように、制御領域と非制御領域の境界（図8に二点鎖線で示す）から制御領域側に外れるに従って制御量が大きくなるように各車輪の制動力が制御される。

【0030】一方、ステップ202で行なわれるアンダーステア抑制制御の開始・終了判定は、図9に斜線で示す制御領域にあるか否かに基づいて行なわれる。即ち、判定時において目標横加速度 G_{yt} に対する実横加速度 G_{ya} の変化に応じて、一点鎖線で示す理想状態から外れて制御領域に入ればアンダーステア抑制制御が開始され、制御領域を脱すればアンダーステア抑制制御が終了とされ、図9に矢印の曲線で示したように制御される。

【0031】続いて、ステップ203にてオーバーステア抑制制御が制御中か否かが判定され、制御中でなければステップ204にてアンダーステア抑制制御が制御中か否かが判定され、これも制御中でなければそのままメインルーチンに戻る。ステップ204にてアンダーステア抑制制御と判定されたときにはステップ205に進み、各車輪の目標スリップ率が後述するアンダーステア抑制制御用に設定される。ステップ203にてオーバーステア抑制制御と判定されると、ステップ206に進みアンダーステア抑制制御か否かが判定され、アンダーステア抑制制御でなければステップ207において各車輪の目標スリップ率は後述するオーバーステア抑制制御用に設定される。ステップ208でアンダーステア抑制制御が制御中と判定されると、オーバーステア抑制制御とアンダーステア抑制制御が同時に行なわれることになり、ステップ208にて同時制御用の目標スリップ率が設定される。

【0032】まず、ステップ207におけるオーバース

テア抑制制御用の目標スリップ率の設定には、車体横すべり角 β と車体横すべり角速度 $D\beta$ が用いられる。尚、車体横すべり角 β は、車両の進行方向に対する車体のすべり角を角度で表したもので、次のように演算し推定することができる。即ち、車体横すべり角速度 $D\beta$ は車体横すべり角 β の微分値 $d\beta/dt$ であり、 $D\beta = G_y / V_{so} - \gamma$ として求めることができ、これを積分し $\beta = \int (G_y / V_{so} - \gamma) dt$ として車体横すべり角 β を求めることができる。尚、 G_y は車両の横加速度、 V_{so} は推定車体速度、 γ はヨーレイトを表す。あるいは、進行方向の車速 V_x とこれに垂直な横方向の車速 V_y の比に基づき、 $\beta = \tan^{-1} (V_y / V_x)$ として求めることもできる。

【0033】また、アンダーステア抑制制御における目標スリップ率の設定には、目標横加速度 G_{yt} と実横加速度 G_{ya} との差が用いられる。この目標横加速度 G_{yt} は $G_{yt} = \gamma(\theta f) \cdot V_{so}$ に基づいて求められる。ここで、 $\gamma(\theta f)$ は $\gamma(\theta f) = (\theta f / N \cdot L) \cdot V_{so} / (1 + K_h \cdot V_{so}^2)$ として求められ、 K_h はスタビリティファクタ、 N はステアリングギヤレシオ、 L はホイールベースを表す。

【0034】ステップ205における各車輪の目標スリップ率は、旋回外側の前輪が $Stefo$ に設定され、旋回外側の後輪が $Sturo$ に設定され、旋回内側の後輪が $Sturi$ に設定される。ここで示したスリップ率(S)の符号については、「t」は「目標」を表し、後述の「実測」を表す「a」と対比される。「u」は「アンダーステア抑制制御」を表し、「r」は「後輪」を表し、「o」は「外側」を、「i」は「内側」を表す。

【0035】ステップ207における各車輪の目標スリップ率は、旋回外側の前輪が $Stefo$ に設定され、旋回外側の後輪が $Stero$ に設定され、旋回内側の後輪が $Steri$ に設定される。ここで、「e」は「オーバーステア抑制制御」を表す。

【0036】そして、ステップ208においては、各車輪の目標スリップ率は、旋回外側の前輪が $Stefo$ に設定され、旋回外側の後輪が $Sturo$ に設定され、旋回内側の後輪が $Sturi$ に夫々設定される。即ち、オーバーステア抑制制御とアンダーステア抑制制御が同時に行なわれるときには、旋回外側の前輪はオーバーステア抑制制御の目標スリップ率と同様に設定され、後輪はどれもアンダーステア抑制制御の目標スリップ率と同様に設定される。尚、何れの場合も旋回内側の前輪（即ち、後輪駆動車における従動輪）は推定車体速度設定用のため非制御とされている。

【0037】オーバーステア抑制制御に供する目標スリップ率 $Stefot$ は、 $Stefo = K1 \cdot \beta + K2 \cdot D\beta$ として設定され、目標スリップ率 $Sterot$ は $Stero = K3 \cdot \beta + K4 \cdot D\beta$ として設定され、目標スリップ率 $Sterit$ は $Steri = K5 \cdot \beta + K6 \cdot D\beta$ として設定される。こ

50

(7)

特開平9-142273

11

12

で、 $K1$ 乃至 $K6$ は定数で、旋回外側の車輪に対する目標スリップ率 St_{efo} 及び St_{ero} は、加圧方向（制動力を増大する方向）の制御を行なう値に設定される。これに対し、旋回内側の車輪に対する目標スリップ率 St_{eri} は、減圧方向（制動力を低減する方向）の制御を行なう値に設定される。

【0038】一方、アンダーステア抑制制御に供する目標スリップ率は、目標横加速度 G_{yt} と実横加速度 G_{ya} の偏差 ΔG_y に基づいて以下のように設定される。即ち、旋回外側の車輪に対する目標スリップ率 St_{efo} は $K7 \cdot \Delta G_y$ と設定され、定数 $K7$ は加圧方向（もしくは減圧方向）の制御を行なう値に設定される。また、後輪に対する目標スリップ率 St_{uro} 及び St_{uri} は $K8 \cdot \Delta G_y$ 及び $K9 \cdot \Delta G_y$ に設定され、定数 $K8$ 、 $K9$ は何れも加圧方向の制御を行なう値に設定される。

【0039】図6及び図7は図4のステップ115で行なわれる液圧サーボ制御の処理内容を示すもので、各車輪についてホイールシリンダ液圧のスリップ率サーボ制御が行なわれる。先ず、前述のステップ205、207又は208にて設定された目標スリップ率 St^{**} がステップ401にて読み出され、これらがそのまま各車輪の目標スリップ率 St^{**} として読み出される。次に、ステップ402に進みアンチスキッド制御中か否かが判定され、そうであればステップ403にて目標スリップ率 St^{**} にアンチスキッド用のスリップ率補正量 ΔSs^{**} が加算されて、目標スリップ率 St^{**} が更新される。アンチスキッド制御中でなければ、ステップ404に進み前後制動力配分制御中か否かが判定される。ステップ404で前後制動力配分制御中と判定されると、ステップ405にて、目標スリップ率 St^{**} にスリップ率補正量 ΔSb^{**} が加算されて更新され、そうでなければステップ406に進む。ステップ406ではトラクション制御中か否かが判定され、そうであればステップ407にて目標スリップ率 St^{**} にスリップ率補正量 ΔSr^{**} が加算されて更新される。ステップ403、405及び407で目標スリップ率 St^{**} が更新された後、あるいはステップ406にてトラクション制御中でもないと判定されたときにはそのまま、ステップ408に進み各車輪毎にスリップ率偏差 ΔSt^{**} が演算されると共に、ステップ409にて車体加速度偏差 ΔDV_{so}^{**} が演算される。

【0040】上記ステップ408においては、各車輪の目標スリップ率 St^{**} と実スリップ率 St_a^{**} の差が演算されスリップ率偏差 ΔSt^{**} が求められる ($\Delta St^{**} = St^{**} - St_a^{**}$)。また、ステップ409においては基準車輪（非制御対象の車輪）と制御対象の車輪における車体加速度 DV_{so}^{**} の差が演算され、車体加速度偏差 ΔDV_{so}^{**} が求められる。このときの各車輪の実スリップ率 St_a^{**} 及び車体加速度偏差 ΔDV_{so}^{**} はアンチスキッド制御、トラクション制御等の制御モードに応じて演算が異なるが、これらについては説明を省略する。

【0041】続いて、ステップ410に進みスリップ率偏差 ΔSt^{**} が所定値 Ka と比較され、所定値 Ka 以上であればステップ411にてスリップ率偏差 ΔSt^{**} の積分値が更新される。即ち、今回のスリップ率偏差 ΔSt^{**} にゲイン GI^{**} を乗じた値が前回のスリップ率偏差積分値 $I \Delta St^{**}$ に加算され、今回のスリップ率偏差積分値 $I \Delta St^{**}$ が求められる。スリップ率偏差 $|\Delta St^{**}|$ が所定値 Ka を下回るときにはステップ412にてスリップ率偏差積分値 $I \Delta St^{**}$ はクリア (0) される。次に、図7のステップ413乃至416において、スリップ率偏差積分値 $I \Delta St^{**}$ が上限値 Kb 以下で下限値 Kc 以上の値に制限され、上限値 Kb を超えるときは Kb に設定され、下限値 Kc を下回るときは Kc に設定された後、ステップ417に進む。

【0042】ステップ417においては、各制御モードにおけるブレーキ液圧制御に供する一つのパラメータ Y^{**} が $Gs^{**} \cdot (\Delta St^{**} + I \Delta St^{**})$ として演算される。ここで Gs^{**} はゲインであり、車体横すべり角 β に応じて図11に実線で示すように設定される。また、ステップ418において、ブレーキ液圧制御に供する別のパラメータ X^{**} が $Gd^{**} \cdot \Delta DV_{so}^{**}$ として演算される。このときのゲイン Gd^{**} は図11に破線で示すように一定の値である。

【0043】この後、ステップ419に進み、各車輪毎に、上記パラメータ X^{**} 、 Y^{**} に基づき、図10に示す制御マップに従って液圧制御モードが設定される。図10においては予め急減圧領域、パルス減圧領域、保持領域、パルス増圧領域及び急増圧領域の各領域が設定されており、ステップ419にてパラメータ X^{**} 及び Y^{**} の値に応じて、何れの領域に該当するかが判定される。

【0044】更に、ステップ419にて今回判定された領域が、前回判定された領域に対し、増圧から減圧もしくは減圧から増圧に切換わる場合には、ブレーキ液圧の立下りもしくは立上りを円滑にする必要があるため、ステップ420において増減圧補償処理が行われる。例えば急減圧モードからパルス増圧モードに切換るときには、パルス増圧領域内の所定値に達するまで増圧デューティの増圧時間が0から漸増するように制御される。そして、ステップ421にて上記液圧制御モードに応じて、ブレーキ液圧制御装置PCを構成する各電圧弁のソレノイドが駆動され、各車輪の制動力が制御される。而して、過度のオーバーステア及び過度のアンダーステアが同時に発生した場合でもオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御が適宜優先処理され、制動ハンチングを惹起することなく車両の横方向の動特性が適切に制御される。

【0045】図12は上記実施形態におけるブレーキ液圧制御装置PCの一例を示すもので、マスタシリンダMC及び液圧ブースタHBがブレーキペダルBPの操作に応じて駆動される。液圧ブースタHBには補助液圧源A

(8)

特開平9-142273

13

14

Pが接続されており、これらはマスタシリンダMCと共に低圧リザーバRSに接続されている。

【0046】補助液圧源APは、液圧ポンプHP及びアキュムレータAccを有する。液圧ポンプHPは電動モータMによって駆動され、低圧リザーバRSのブレーキ液を昇圧して出力し、このブレーキ液が逆止弁CV6を介してアキュムレータAccに供給され、蓄圧される。電動モータMは、アキュムレータAcc内の液圧が所定の下限値を下回ることに応じて駆動され、またアキュムレータAcc内の液圧が所定の上限値を上回ることに応じて停止する。尚、アキュムレータAccと低圧リザーバRSとの間にはリーフバルブRVが介装されている。而して、アキュムレータAccから所謂パワー液圧が適宜液圧ブースタHBに供給される。液圧ブースタHBは、補助液圧源APの出力液圧を入力し、マスタシリンダMCの出力液圧をパイロット圧として、これに比例したブースタ液圧に調圧するもので、これによってマスタシリンダMCが倍力駆動される。

【0047】マスタシリンダMCと車両前方のホイールシリンダWf r、Wf lの各々を接続する前輪側の液圧路には、電磁切換弁SA1及びSA2が介装されており、これらは制御通路Pfr及びPflを介して夫々電磁開閉弁PC1、PC5及び電磁開閉弁PC2、PC6に接続されている。また、液圧ブースタHBとホイールシリンダWf r等の各々を接続する液圧路には電磁開閉弁SA3、給排制御用の電磁開閉弁PC1乃至PC8が介装されており、後輪側には比例減圧弁PVが介装されている。そして、電磁開閉弁STRを介して補助液圧源APが電磁開閉弁SA3の下流側に接続されている。図12では前輪の液圧制御系と後輪の液圧制御系に区分された前後配管が構成されているが、所謂X配管としてもよい。

【0048】前輪側液圧系において、電磁開閉弁PC1及びPC2は電磁開閉弁STRに接続されている。電磁開閉弁STRは2ポート2位置の電磁開閉弁であり、非作動時の閉位置では遮断状態で、作動時の開位置では電磁開閉弁PC1及びPC2を直接アキュムレータAccに連通する。電磁切換弁SA1及び電磁切換弁SA2は3ポート2位置の電磁切換弁で、非作動時は図12に示す第1位置にあってホイールシリンダWf r、Wf lは何れもマスタシリンダMCに連通接続されているが、ソレノイドコイルが励磁され第2位置に切換わると、ホイールシリンダWf r、Wf lは何れもマスタシリンダMCとの連通が遮断され、夫々電磁開閉弁PC1及びPC5、電磁開閉弁PC2及びPC6と連通する。

【0049】これら電磁開閉弁PC1及びPC2に対して並列に逆止弁CV1及びCV2が接続されており、逆止弁CV1の流入側が制御通路Pfrに、逆止弁CV2の流入側が制御通路Pflに夫々接続されている。逆止弁CV1は、電磁切換弁SA1が作動位置（第2位置）

にある場合において、ブレーキペダルBPが開放されたときには、ホイールシリンダWf rのブレーキ液圧を液圧ブースタHBの出力液圧の低下に迅速に追従させるために設けられたもので、液圧ブースタHB方向へのブレーキ液の流れは許容されるが逆方向の流れは阻止される。尚、逆止弁CV2についても同様である。

【0050】次に、後輪側液圧系について説明すると、電磁開閉弁SA3は2ポート2位置の電磁開閉弁で、非作動時には図12に示す開位置にあって、電磁開閉弁PC3、PC4は比例減圧弁PVを介して液圧ブースタHBと連通する。このとき、電磁開閉弁STRは閉位置とされ、アキュムレータAccとの連通が遮断される。電磁開閉弁SA3が作動時の閉位置に切換えられ、電磁開閉弁PC3、PC4は液圧ブースタHBとの連通が遮断され、比例減圧弁PVを介して電磁開閉弁STRに接続され、この電磁開閉弁STRが作動時にアキュムレータAccと連通する。

【0051】また、電磁開閉弁PC3及びPC4に対して並列に逆止弁CV3及びCV4が接続されており、逆止弁CV3の流入側がホイールシリンダWf rに、逆止弁CV4の流入側がホイールシリンダWf lに夫々接続されている。これらの逆止弁CV3、CV4は、ブレーキペダルBPが開放されたときには、ホイールシリンダWf r、Wf lのブレーキ液圧を液圧ブースタHBの出力液圧の低下に迅速に追従させるために設けられたもので、電磁開閉弁SA3方向へのブレーキ液の流れが許容され逆方向の流れは阻止される。更に、逆止弁CV5が電磁開閉弁SA3に並列に設けられており、電磁開閉弁SA3が閉位置にあるときにも、ブレーキペダルBPによる踏み増しが可能とされている。

【0052】上記電磁切換弁SA1、SA2及び電磁開閉弁SA3、STR並びに電磁開閉弁PC1乃至PC8は前述の電子制御装置ECUによって駆動制御され、前述の制動操舵制御を初めとする各種制御が行なわれる。例えば、ブレーキペダルBPが操作されていない状態で行なわれる制動操舵制御時には、液圧ブースタHB及びマスタシリンダMCからはブレーキ液圧が出力されない。電磁切換弁SA1、SA2が第2位置とされ、電磁開閉弁SA3が閉位置とされ、そして電磁開閉弁STRが開位置とされる。これにより、補助液圧源APの出力パワー液圧が電磁開閉弁STR並びに開状態の電磁開閉弁PC1乃至PC8を介してホイールシリンダWf r等へ供給され得る状態となる。而して、電磁開閉弁PC1乃至PC8が適宜開閉駆動されることによって各ホイールシリンダ内のブレーキ液圧が急増圧、パルス増圧（緩増圧）、パルス減圧（緩減圧）、急減圧、及び保持状態とされ、前述のようにオーバーステア抑制制御及び／又はアンダーステア抑制制御が行なわれる。

【0053】以上のように、本実施形態の制動操舵制御においては、ブレーキペダルBPの操作とは無関係に各

50

(9)

特開平9-142273

15

車輪に対し制動力が付与され、オーバーステア抑制制御及び／又はアンダーステア抑制制御が行なわれるが、もちろんブレーキペダルBPが操作された状態でも同様に制動操舵制御が行なわれる。前述のフローチャートでは過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時に発生したときの処理としているが、短時間で過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが連続して発生する場合にも同様に処理することができる。また、本実施形態ではスリップ率によって制御することとしているので、高価な圧力センサを必要とすることなく、安価な装

【0054】尚、オーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御の制御目標としてはスリップ率のほか、各車輪のホイールシリンダのブレーキ液圧（但し、この場合には圧力センサが必要となる）等、各車輪に付与される制動力に対応する目標値であればどのような値を用いてもよい。更に、本発明は後輪駆動車に限ることなく、前輪駆動車又は四輪駆動車にも適用することができる。四輪駆動車の場合には全ての車輪が制御対象となり、車輪速度センサでは車体速度を検出することができ

【0055】

【発明の効果】本発明は上述のように構成されているので以下の効果を奏する。即ち、本発明の車両の運動制御装置においては、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したと判定したときには、車両前方の車輪に対してはオーバーステア抑制制御手段による制御を優先し、車両後方の車輪に対してはアンダーステア抑制制御手段による制御を優先するように構成しているので、車両の前方及び後方の各車輪に対してオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御のうちの適切な制御を適宜優先して行ない、車両の横方向の動特性を適切に制御することにより、制御ハンテングを惹起することなく安定した状態で車両を旋回させることができる。

【0056】請求項2に記載の運動制御装置においては、更に、ブレーキ液圧制御装置を目標スリップ率と実スリップ率との偏差に応じて制御するように構成すると共に、過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時もしくは連続して発生したときには、車両前方の車輪に対する目標スリップ率をオーバーステア抑制制御の目標スリップ率に設定し、車両後方の車輪に対する目標スリップ率をアンダーステア抑制制御の目標スリップ率に設定することとしており、簡単且つ安価な構成で確実に優先制御手段を構成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の車両の運動制御装置の概要を示すブロック図である。

【図2】本発明の運動制御装置の一実施形態の全体構成図である。

16

【図3】本発明の運動制御装置の一実施形態の機能ブロック図である。

【図4】本発明の一実施形態における車両の運動制御の全体を示すフローチャートである。

【図5】本発明の一実施形態における制動操舵制御のための処理を示すフローチャートである。

【図6】本発明の一実施形態における液圧サーボ制御の処理を示すフローチャートである。

【図7】本発明の一実施形態における液圧サーボ制御の処理を示すフローチャートである。

【図8】本発明の一実施形態におけるオーバーステア抑制制御の開始・終了判定領域を示すグラフである。

【図9】本発明の一実施形態におけるアンダーステア抑制制御の開始・終了判定領域を示すグラフである。

【図10】本発明の一実施形態においてブレーキ液圧制御に供するパラメータと液圧制御モードとの関係を示すグラフである。

【図11】本発明の一実施形態における車体横すべり角とパラメータ演算用のゲインとの関係を示すグラフである。

【図12】本発明の一実施形態におけるブレーキ液圧制御装置の一例を示す構成図である。

【図13】一般的な車両の左旋回時における過度のオーバーステア状態を示す説明図である。

【図14】一般的な車両の左旋回時における過度のアンダーステア状態を示す説明図である。

【図15】一般的な車両の左旋回時において過度のオーバーステアと過度のアンダーステアが同時に発生した状態を示す説明図である。

【符号の説明】

BP ブレーキペダル

BS ブレーキスイッチ

MC マスタシリンダ

HB 液圧ブースタ

Wfr, Wfl, Wrr, Wrl ホイールシリンダ

WS1～WS4 車輪速度センサ

FR, FL, RR, RL 車輪

PC ブレーキ液圧制御装置

ST サブスロットルバルブ

EG エンジン

GS 変速制御装置

YS ヨーレイトセンサ

YG 横加速度センサ

FI 燃料噴射装置

DF ディファレンシャルギヤ

SSF 前輪舵角センサ

CMP マイクロコンピュータ

IPT 入力ポート

OPT 出力ポート

ECU 電子制御装置

(10)

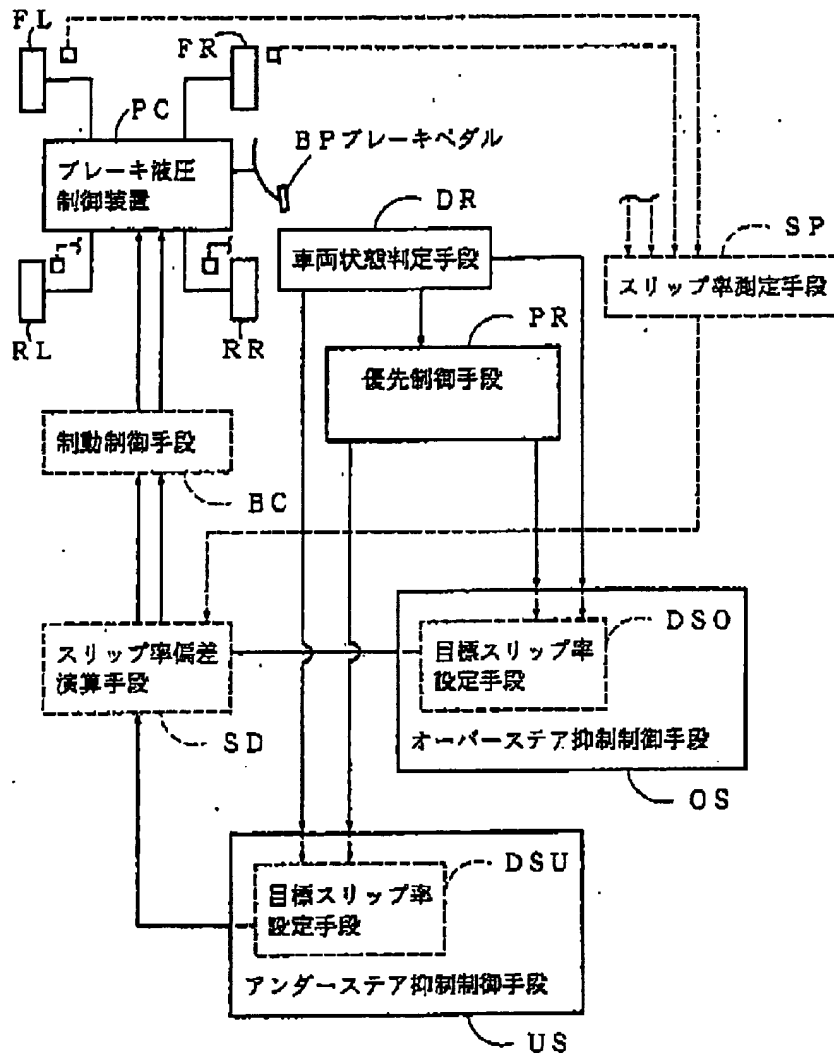
特開平9-142273

17

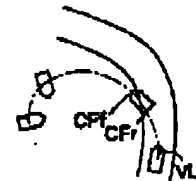
18

AMP 増幅回路, ACT 駆動回路

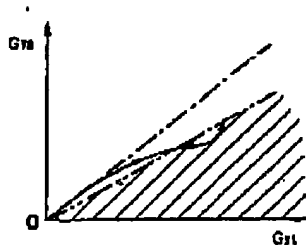
【図1】



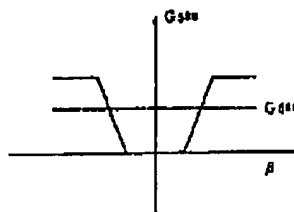
【図13】



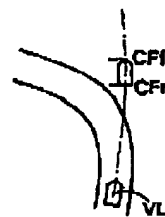
【図9】



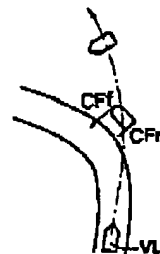
【図11】



【図14】



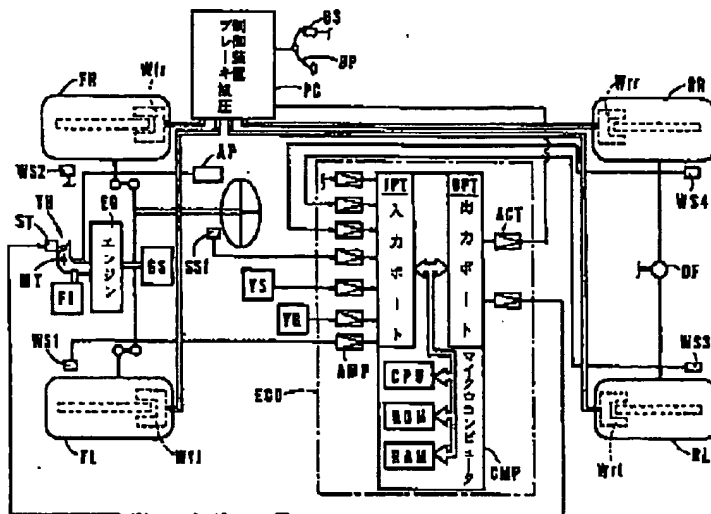
【図15】



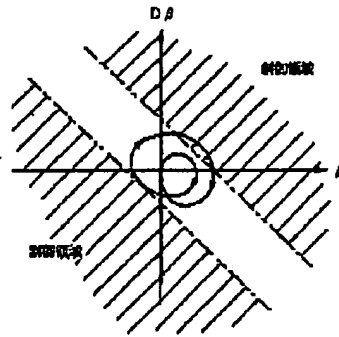
(11)

特開平9-142273

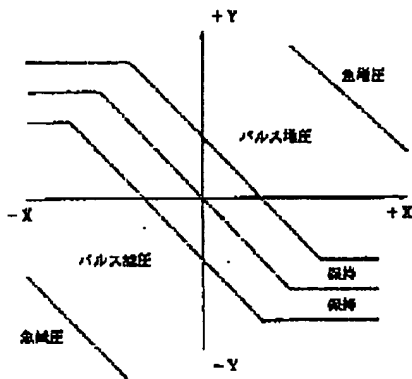
【図2】



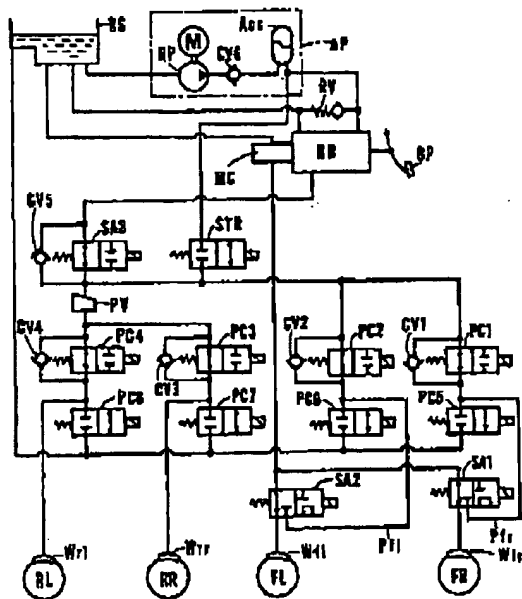
【図8】



【図10】



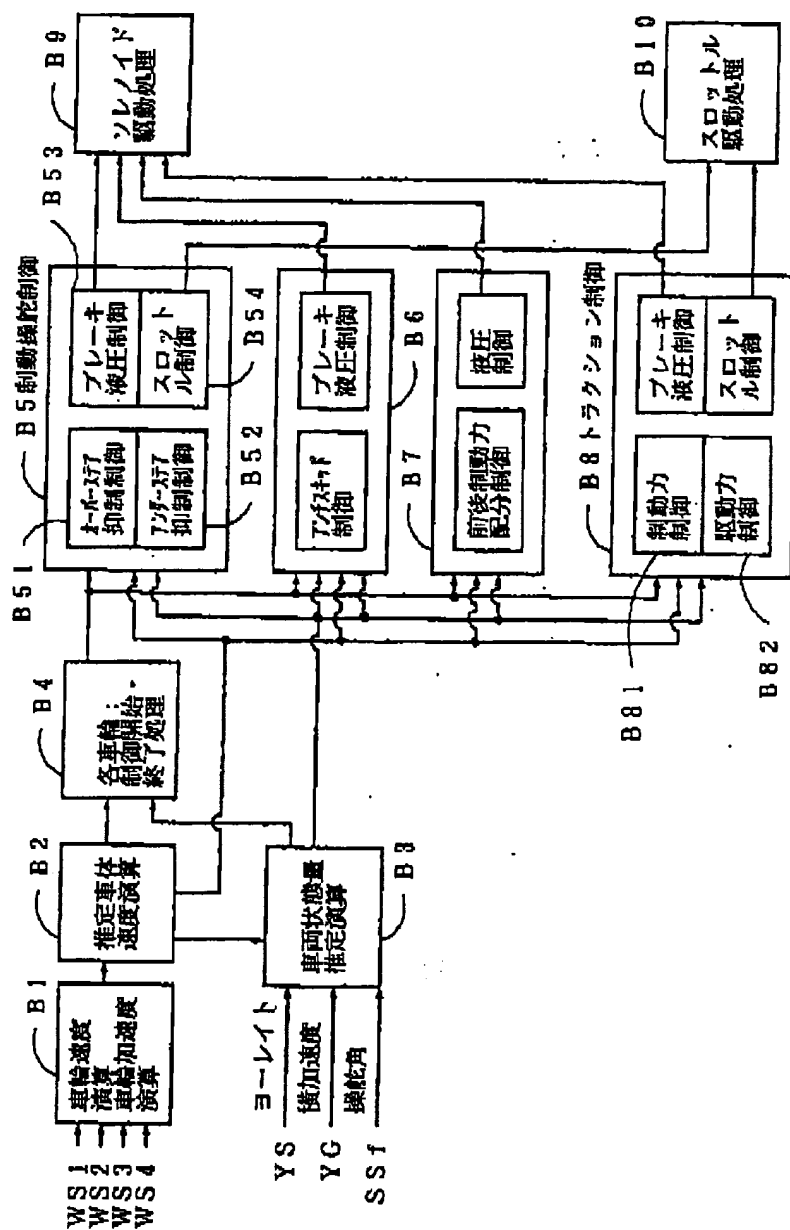
【図12】



(12)

特開平9-142273

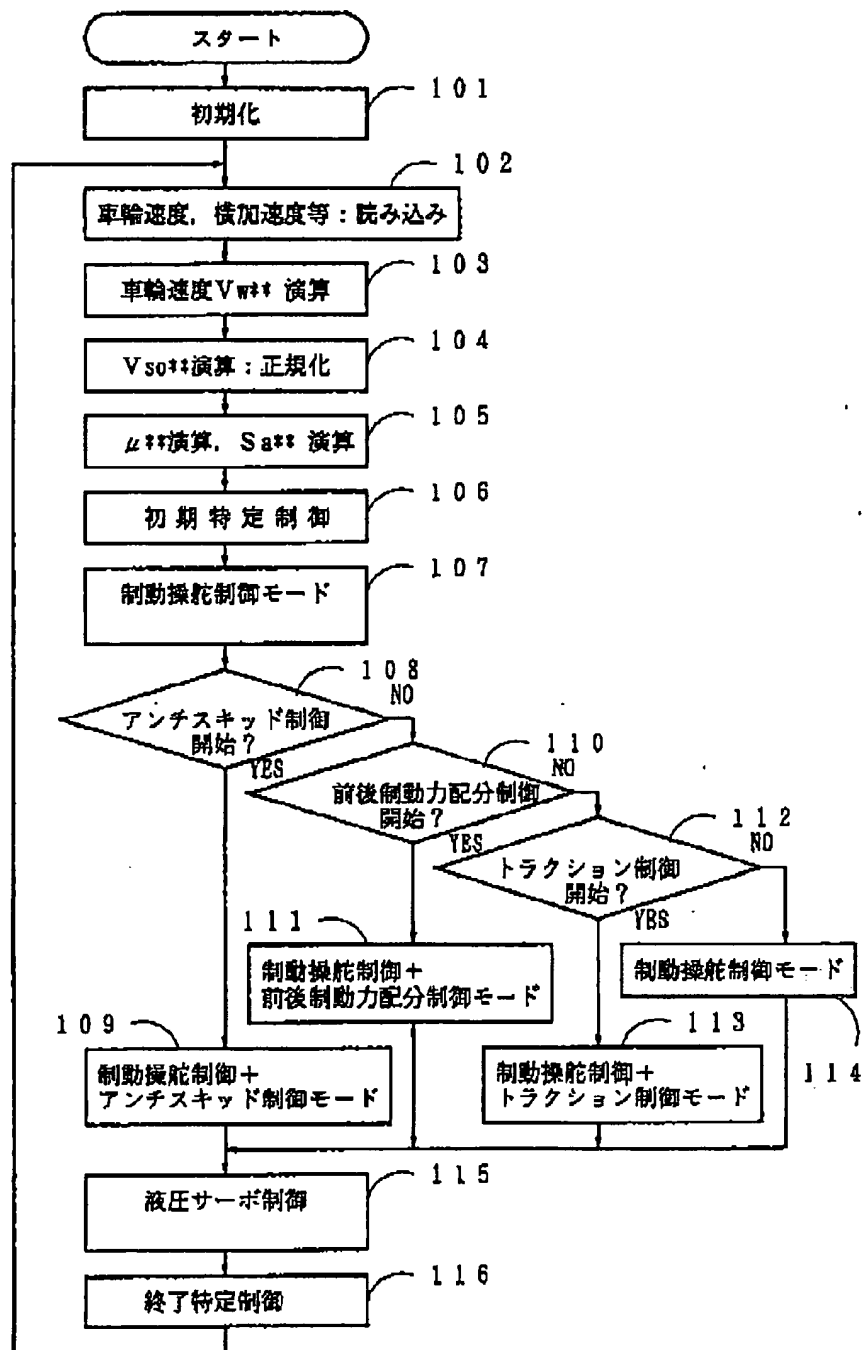
【圖 3】



(13)

特開平9-142273

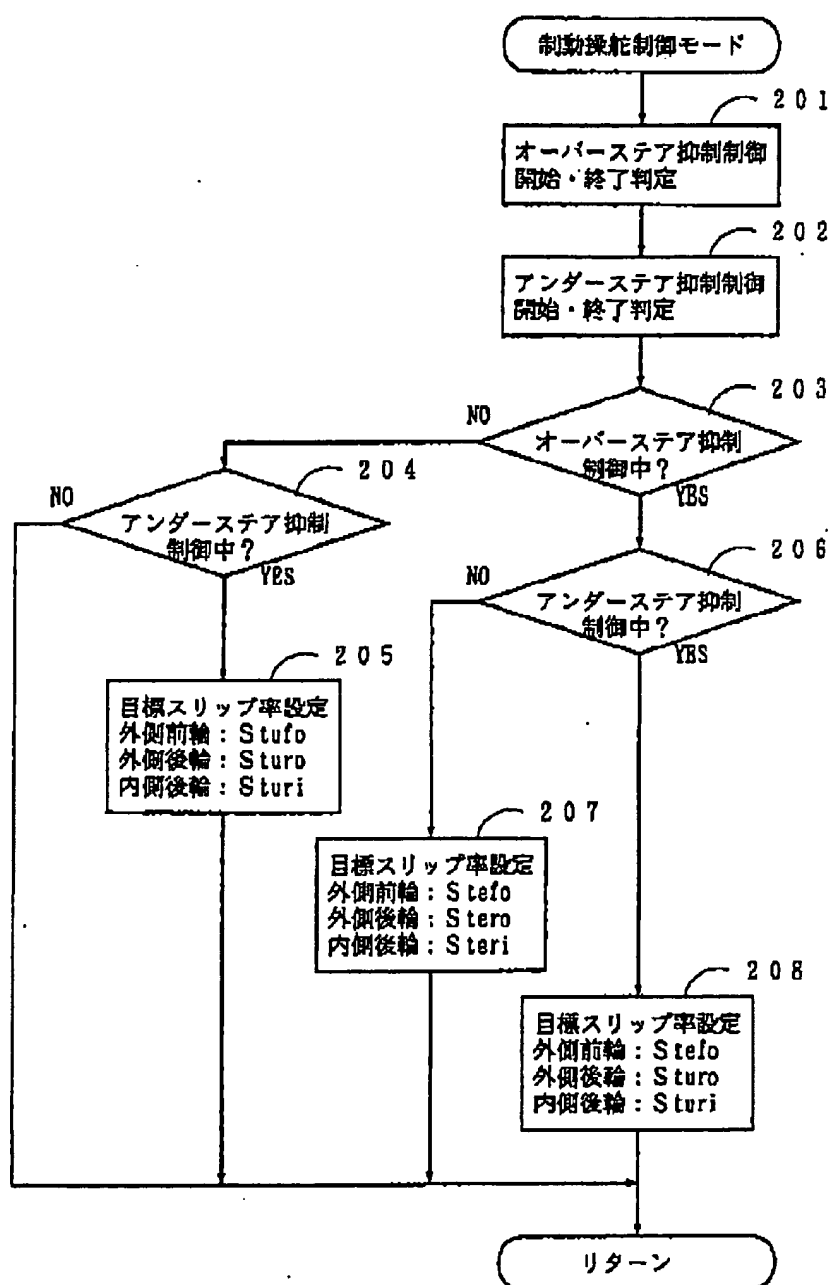
【図4】



(14)

特開平9-142273

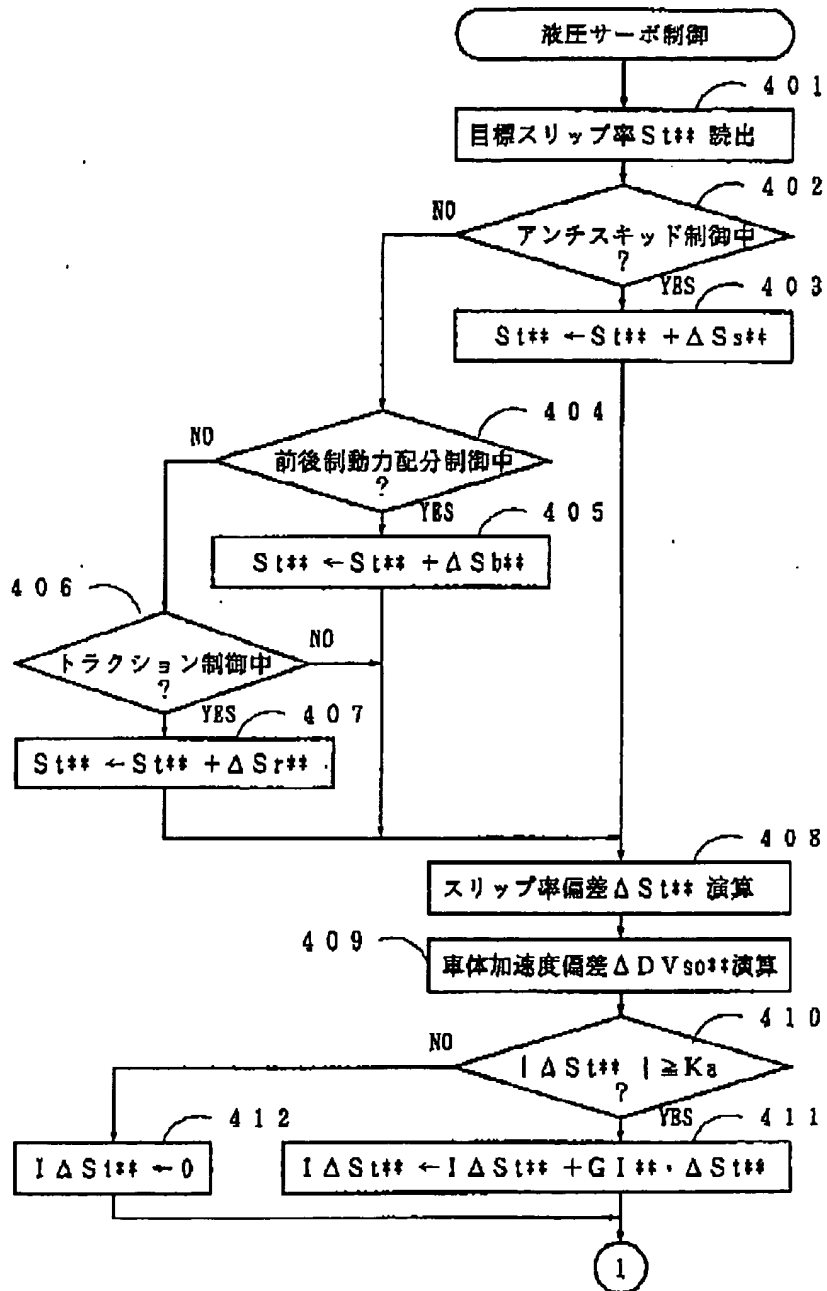
【図5】



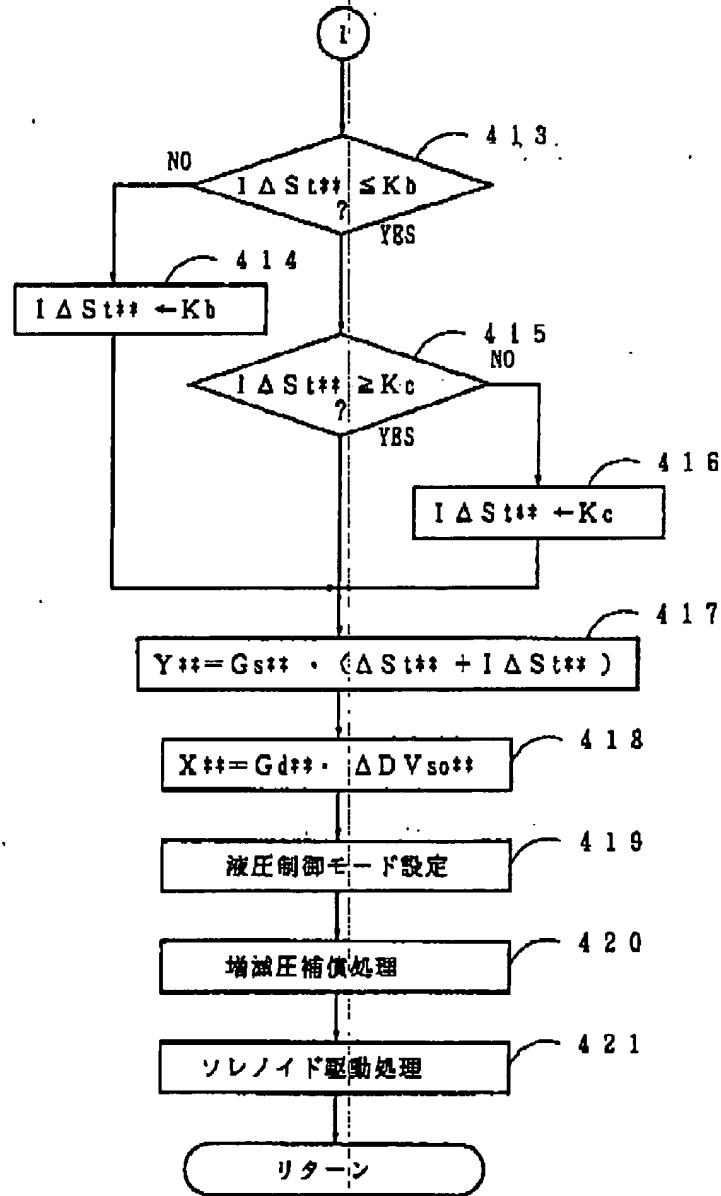
(15)

特開平9-142273

【図6】



【図7】



フロントページの続き

(72)発明者 伊藤 孝之
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内

(72)発明者 山崎 憲雄
愛知県刈谷市昭和町2丁目3番地 アイシ
ン・ニューハード株式会社内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.